

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-532170

(P2004-532170A)

(43) 公表日 平成18年10月21日 (2004.10.21)

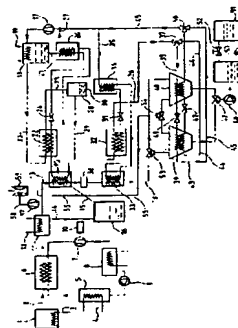
(19) 日本国特許庁 (JP)

(51) Int. Cl. 7		F 1		ターマコード (参考)	
CO1B	31/20	CO1B	31/20	ZABB	3G081
BO1D	7/02	BO1D	7/02		3G091
BO1D	53/02	FO1K	23/10	W	4D002
FO1K	23/10	FO1N	3/08	Z	4D076
FO1N	3/08	FO2G	5/02	B	4G146
審査請求 未請求		審査請求 未請求		最終頁に続く	
(21) 出願番号		(71) 出願人		596096205	
平成14年1月25日 (2002.1.25)		アルミン		フランス・75006・パリ・ブルグ	
平成15年7月30日 (2003.7.30)		PCT/FR2002/000316		ール・サン・ミシェル・60	
W02002/060561		(74) 代理人		100085257	
平成14年8月8日 (2002.8.8)		井理士 小山 有		(72) 発明者	
01/01232		クロアティック ザニ		フランス国、パリ 75006、ルーノ	
平成13年1月30日 (2001.1.30)		フランス (FR)		ートルダム アジャン 67	
Fランズ (FR)		(72) 発明者		ユヌ ムラ	
EP (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR,		フランス国、パリ 75014、ブルバ		ール ジュルダン	
GR, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), AU, CA, CN, JP, US		Fターム (参考)		3G081 BA02 B007 DA03	
3G091 AA02 AA17 AA18 AA28 AB00		CA07 CB08 BA17		最終頁に続く	

(54) 発明の名称 二酸化炭素を逆昇華によってその貯蔵のために抽出する方法およびシステム

(57) 【要約】

本発明は、特に機械的なエネルギーを発生するために設計された装置中の炭化水素の抽出から誘導される煙霧から二酸化炭素を抽出する方法およびシステムに関する。システムは、水を液体の状態の前記煙霧からほぼ大気圧に等しい圧力で抽出するための抽出手段、特に交換機（11、25）および脱水機（56）と、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するための冷却手段、特に一体化したガスケーシング冷却装置（18、22、25、26、28、32、33、34、39、40）と、解凍の後、二酸化炭素を貯蔵するための貯蔵手段、特に固定貯蔵器（49）および/または可動貯蔵器（51）および吸引手段、特に油圧ポンプ（48）を含む。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

特に機械的なエネルギーを発生するために設計した装置中の炭化水素の抽出から誘導される煙霧から二酸化炭素を抽出する方法であって、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップを含み、窒素と二酸化炭素の混合物を冷却するために、圧縮段階および順次凝縮および蒸発段階を含むサイクルに従って、冷媒流体の混合物を降下する複数段階の温度で分留することによって、キロカロリを供給することを特徴とする方法。

【請求項 2】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップの後、閉鎖室の中で二酸化炭素を溶解するステップが続き、冷媒流体混合物が過冷されて前記閉鎖室にキロカロリを供給すると、前記閉鎖室中の圧力および温度が二酸化炭素の三重点まで推移する請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

冷媒流体の混合物が、前記閉鎖室中の二酸化炭素を溶解すること、前記室と対称の室内の閉回路中を循環する二酸化炭素を逆昇華することを順次確実に実施し、二酸化炭素の溶解および逆昇華が、1 つは閉鎖され他は開放されている前記室の 1 室およびもう 1 つの室で交互に行われる請求項 2 に記載の方法。

【請求項 4】

二酸化炭素を可動貯蔵器の中に液体の状態に貯蔵するステップをさらに含む請求項 2 または 3 のいずれかに記載の方法。

【請求項 5】

二酸化炭素を可動貯蔵器の中に液体の状態に貯蔵するステップが、前記閉鎖室内に収容された液体二酸化炭素を吸引するステップと、前記閉鎖室中の圧力を大気圧に近い圧力に戻すステップと、液体二酸化炭素を前記貯蔵器に移動させるステップと、を含む請求項 4 に記載の方法。

【請求項 6】

前記煙霧中に含まれる水および二酸化炭素蒸気を順次抽出した後、窒素を外気に排出するステップをさらに含む請求項 1 から 5 のいずれかに記載の方法。

【請求項 7】

外気に排出された窒素に含まれるキロカロリを煙霧に移動させ、したがって前記煙霧の冷却に寄与するステップをさらに含む請求項 6 に記載の方法。

【請求項 8】

追加のエネルギーを供給することなく前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを使用することによって、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で二酸化炭素の逆昇華温度に冷却するステップをさらに含む請求項 1 から 7 のいずれかに記載の方法。

【請求項 9】

前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを使用するために、前記煙霧によって水を再加熱および/または蒸発させて、圧力下で水蒸気を発生させるステップと、前記水蒸気を圧力下で、機械的または電気的エネルギーのいずれかを発生するタービンに吐出させるステップと、をさらに含む請求項 8 に記載の方法。

【請求項 10】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップが、前記煙霧からほぼ大気圧に等しい圧力で液体状態の水を抽出するステップをさらに含む請求項 1 から 9 のいずれかに記載の方法。

【請求項 1 1】

前記煙霧からほぼ大気圧に等しい圧力で液体状態の水のすべてまたは一部を抽出するために、空気または水交換機を使用する請求項 1 0 に記載の方法。

【請求項 1 2】

前記煙霧中の残留水の全量、を、少なくとも冷却交換機および脱水機の 1 つを使用して抽出するステップをさらに含む請求項 1 1 に記載の方法。

【請求項 1 3】

機械的エネルギーを発生させるために設計された装置中の炭化水素の燃焼から誘導される煙霧から二酸化炭素を抽出するシステムであって、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却する冷却手段が、圧縮段階 (1 7) および順次凝縮および蒸発段階を含むサイクルに従って降下する複数段階の温度で行われる冷媒流体混合物の分離によってキロカロリーを供給することにより、望まぬ二酸化炭素の混合物を冷却する、一体化したカスケード式冷却装置 (1 8、2 2、2 5、2 6、2 8、3 2、3 3、3 4、3 9、4 0) をさらに含むことを特徴とし、前記冷却装置が、圧縮機 (1 7)、部分凝縮機 (1 8)、分離貯蔵器 (2 8)、蒸発凝縮機 (2 2、3 2)、煙霧冷却蒸発機 (2 5、3 3)、液体-蒸気交換機 (2 6、3 4)、逆昇華蒸発機 (3 9、4 0)、および減圧弁 (2 4、3 1、4 1、4 2) を含むシステム。

【請求項 1 4】

冷媒流体混合物の循環回路が通過する閉鎖室 (3 9、4 0) をさらに含み、前記閉鎖室の圧力および温度が、冷媒流体混合物が過冷中に前記閉鎖室にカロリーを供給すること、前記二酸化炭素が固体状態から液体状態に移ることで、二酸化炭素の三重点まで推移する請求項 1 3 に記載のシステム。

【請求項 1 5】

冷媒流体の混合物が、順次前記閉鎖室中の二酸化炭素の溶解、および前記室と対称の室内の閉回路中を循環する二酸化炭素の逆昇華を順次随実に行い、二酸化炭素の溶解および逆昇華が、1 つは密閉され他は開放されている前記室 (3 9、4 0) の 1 室およびもう 1 つの室中で交互に行われる請求項 1 4 に記載のシステム。

【請求項 1 6】

貯蔵手段、特に二酸化炭素を液体状態で貯蔵する少なくとも 1 つの固定貯蔵器 (4 9) および可動貯蔵器 (5 1) をさらに含む請求項 1 4 または 1 5 のいずれかに記載のシステム。

【請求項 1 7】

二酸化炭素を少なくとも 1 つの固定貯蔵器 (5 9) および可動貯蔵器 (5 1) 中に液体状態で貯蔵する貯蔵手段が、前記閉鎖室 (3 9、4 0) 中に収容された液体二酸化炭素を吸引すること、前記閉鎖室 (3 9、4 0) 中の圧力を大気圧に近い圧力に戻すこと、液体二酸化炭素を前記貯蔵器 (4 9) に移動させることのために、油圧ポンプ (4 8) をさらに含む請求項 1 6 に記載のシステム。

【請求項 1 8】

前記煙霧中に含まれる水および二酸化炭素蒸気を順次抽出した後に、望みを外気に放出する少なくとも 1 つの圧縮手段および吸引手段 (5 7、5 9) をさらに含む請求項 1 3 から 1 7 のいずれかに記載のシステム。

【請求項 1 9】

外気に放出される装置中に含まれるキロカロリーを煙霧に移動させ、したがって前記煙霧の冷却に寄与する移動手段 (5 5、1 3) をさらに含む請求項 1 8 に記載のシステム。

【請求項 2 0】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で二酸化炭素の逆昇華温度に冷却するための前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを、追加のエネルギーを供給することなく回収する手段 (6、7、8、9、1 0) をさらに含む請求項 1 3 から 1 9 のいずれかに記載のシステム。

【請求項 2 1】

前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを回収する前記手段 (6、7、8、9、1 0) が、前記煙霧によって水を再加熱して蒸発させ、水蒸気を圧力下で発生させる交換機 (6) と、前記水蒸気を圧力下で吐出させ、機械的または電気的エネルギーを発生させるためのタービン (1 0) とをさらに含む請求項 2 0 に記載のシステム。

【請求項 2 2】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却する手段が、ほぼ大気圧に等しい圧力で前記煙霧から液体状態の水を抽出するための交換機 (1 1、2 5) をさらに含む請求項 1 3 から 2 1 のいずれかに記載のシステム。

【請求項 2 3】

前記交換機が、少なくとも 1 つの空気および水交換機 (1 1) を含む請求項 2 2 に記載のシステム。

【請求項 2 4】

前記煙霧から前記煙霧中の残留水の全量を抽出する前記抽出手段が、少なくとも 1 つの冷却交換機 (2 5) および脱水機 (5 6) を含む請求項 2 3 に記載のシステム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、大気圧下で逆昇華によって二酸化炭素の抽出 (捕捉) を可能にする方法およびシステムに関する。詳細には、本発明は電力または熱発生プラントの煙突または推進エンジンの排気筒中を循環する煙霧中に存在する二酸化炭素の捕捉を可能にする方法に関する。この二酸化炭素の捕捉はその貯蔵のために実施される。

【背景技術】

【0 0 0 2】

加熱システム、電気エネルギーの発生、または車両の推進の燃焼に関連した二酸化炭素のうち CO_2 の放出は、長期的には許容できないと考えられている大気中の CO_2 濃度の増加を招く。京都議定書 (Kyoto Protocol) は、署名国の合意からなり、これらの放出を制限する。エネルギーの節約および効率化では CO_2 濃度を許容値に制限するには不十分である。二酸化炭素の捕捉およびその分離は、大気濃度を天候の変化を制限するレベルに維持することと同様、経済発展のための不可欠の目標である。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 3】

本発明は、いかなる燃焼システムにも使用可能な、二酸化炭素を捕捉する方法に関する。本発明による方法は、その燃焼システムを用いる推進エンジン、または電気の推進力または電力発生タービンの効率を変化させないことを特徴とする。 CO_2 は、逆昇華プロセスによって、ほぼ大気圧下で、皆無、もしくは極めてわずかなエネルギー消費の増加で捕捉される。自動車の熱エンジン用のシステム設計を例として述べる。

【課題を解決するための手段】

【0 0 0 4】

本発明は、特に機械的エネルギーを発生するために設計された装置中の炭化水素の燃焼か

ら誘導される煙霧から二酸化炭素を抽出する方法に関する。本発明による方法は、前記煙霧を、ほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップを含む。

【発明を実施するための最良の形態】

【0005】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップは、冷媒流体の混合物を分留することによってキロカロリー (kilogram calories) を提供して、窒素および二酸化炭素の混合物を冷却するステップをさらに含むことが好ましい。この冷媒流体の混合物の分留は、圧縮段階および後続の凝縮および蒸発段階を含むサイクルに従って、降下する複数の段階の温度で行われる。

【0006】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップの後、閉鎖室の中で二酸化炭素を溶解するステップが続くことが好ましい。前記閉鎖室中の圧力および温度は、過冷によって冷媒流体混合物が前記閉鎖室にキロリーを供給すると、二酸化炭素の三重点まで推移する。

【0007】

冷媒流体の混合物は、前記閉鎖室中の二酸化炭素を溶解すること、前記閉鎖室中の二酸化炭素を閉鎖する室内の間回路中に循環する二酸化炭素を逆昇華することを順次実施することが好ましい。

【0008】

二酸化炭素の溶解および逆昇華は、1つが密閉され他は開放されている、前記室の1室およびもう1つの室の中で交互に行われる。

【0009】

本発明による方法は、二酸化炭素を貯蔵器、特に可動貯蔵器中に液体状態で貯蔵するステップをさらに含むことが好ましい。

【0010】

二酸化炭素を、特に可動貯蔵器中に液体状態で貯蔵するステップは、前記閉鎖室中に収容された液体二酸化炭素を吸引するステップと、前記閉鎖室中の圧力を大気圧に近い圧力に戻すステップと、液体二酸化炭素を前記貯蔵器に移動させるステップと、を含むことが好ましい。

【0011】

本発明による方法は、前記煙霧中に含まれる水および二酸化炭素蒸気を順次抽出した後、窒素を外気に排出するステップをさらに含むことが好ましい。

【0012】

本発明による方法は、外気に排出された窒素に含まれるキロカロリーを煙霧に移動させるステップと、したがって前記煙霧の冷却に寄与するステップと、をさらに含むことが好ましい。

【0013】

本発明による方法は、追加のエネルギーを供給することなく前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを使用することによって、前記煙霧を、ほぼ大気圧に等しい圧力で二酸化炭素の逆昇華温度に冷却するステップをさらに含むことが好ましい。

【0014】

前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを使用するために、本発明による方法はさらに以下のステップ、すなわち、前記煙霧によって水を再加熱および次いで蒸発させ、圧力下で水蒸気を生じさせるステップと、

前記水蒸気を圧力下で機械的または電気的エネルギーを生じするタービンに吐出するステップと、を含むことが好ましい。

50

【0015】

本発明による方法は、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却するステップを、ほぼ大気圧に等しい圧力で前記煙霧から液体状態の水を抽出するステップをさらに含むことが好ましい。

【0016】

ほぼ大気圧に等しい圧力で前記煙霧から液体状態の水のすべてまたは一部を抽出するために、空気または水交換機を使用することが好ましい。

【0017】

本発明による方法は、前記煙霧中の残留水の全量を冷却交換機および/または脱水機を使用して抽出するステップをさらに含むことが好ましい。

【0018】

システム
また本発明は、特に機械的エネルギーを生じさせるために設計された装置中の炭化水素の燃焼から誘導される煙霧から二酸化炭素を抽出するシステムに関する。

【0019】

本発明によるシステムは、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却する冷却手段を含む。

【0020】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で、逆昇華プロセスを経由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却する冷却手段は、冷媒流体混合物の分留によってキロカロリーを供給することにより、窒素および二酸化炭素の混合物を冷却する、一体化したカスケード式冷却装置をさらに含むことが好ましい。冷媒流体の混合物の分留は、圧縮段階および順次凝縮および蒸発段階を含むサイクルに従って、降下する複数の段階の温度で行われる。冷却装置は、圧縮機、部分凝縮機、分離貯蔵器、蒸発凝縮機、冷却煙霧のための蒸発機、液体一蒸気交換機、逆昇華蒸発機、減圧弁を含む。

【0021】

本発明によるシステムは、冷媒流体混合物の間回路が通過する閉鎖室をさらに含むことが好ましい。前記閉鎖室の圧力および温度は、冷媒流体混合物が過冷されて前記閉鎖室にキロリーを供給すること、前記二酸化炭素が固体状態から液体状態に移ることで二酸化炭素の三重点まで推移する。

【0022】

冷媒流体の混合物は、順次前記閉鎖室中の二酸化炭素の溶解、および前記室と対称となる室内の間回路中に循環する二酸化炭素の逆昇華を確実にすることが好ましい。二酸化炭素の溶解および逆昇華は、1つは密閉され他は開放されている前記室の1室およびもう1つの室の中で交互に行われる。

【0023】

本発明によるシステムは、貯蔵手段、特に二酸化炭素を液体状態で貯蔵する固定および/または可動貯蔵器をさらに含むことが好ましい。

【0024】

二酸化炭素を固定および/または可動貯蔵器中に液体状態で貯蔵する貯蔵手段は、吸引手段、特に油圧ポンプをさらに含むことが好ましい。吸引は、前記閉鎖室中に収容された液体二酸化炭素を吸引すること、前記閉鎖室中の圧力を大気圧に近い圧力に戻すこと、液体二酸化炭素を前記貯蔵器に移動させること、を意味する。

【0025】

本発明によるシステムは、前記煙霧中に含まれる水および二酸化炭素蒸気を順次抽出した後、窒素を外気に放出する圧縮および/または吸引手段をさらに含むことが好ましい。

【0026】

本発明によるシステムは、外気に放出された窒素中に含まれるキロカロリーを煙霧に移動

50

させ、したがって前記煙霧の冷却に寄与する移動手段をさらに含むことが好ましい。

【0027】

本発明によるシステムは、追加のエネルギーを供給することなく、前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で二酸化炭素の逆昇華温度に冷却するために前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを回収する手段をさらに含むことが好ましい。

【0028】

前記煙霧から入手可能な熱エネルギーを回収する手段は、前記煙霧によって水を再加熱して蒸発させ、水蒸気を圧力下で発生させる再加熱手段、特に出換機と、前記水蒸気を圧力下で開放して、機械的または電気的エネルギーを発生させるための開放手段、特にタービンと、を含むことが好ましい。

【0029】

前記煙霧をほぼ大気圧に等しい圧力で逆昇華プロセスを經由して二酸化炭素が蒸気状態から直接固体状態に移る温度に冷却する手段が、ほぼ大気圧に等しい圧力で前記煙霧から液体状態の水を抽出する手段、特に交換機をさらに含むことが好ましい。

【0030】

前記煙霧からほぼ大気圧に等しい圧力で液体状態の水のすべてまたは一部を抽出するための抽出手段は、空気交換機または水交換機を含むことが好ましい。

【0031】

抽出手段は、前記煙霧中の残留水の全量を抽出する冷却交換機および／または脱水機を含むことが好ましい。

【0032】

本発明による方法およびシステムの概要

本発明の変形実施形態を包括的に述べる。煙霧とも呼ばれる排気ガスは一般に二酸化炭素(CO₂)、水蒸気(H₂O)および窒素(N₂)からなる。CO、NO_x、不燃炭化水素など、痕跡量の組成も見出される(煙霧中の痕跡ガスの全含有量は一般に1%~2%未満である)。

【0033】

表1は燃焼エンジンの排気煙霧のモルおよび質量組成を示す。

【0034】

【表1】

モル組成(%)	CO ₂	H ₂ O	N ₂
質量組成(%)	12.7	13.7	73.6
	19.5	8.6	71.9

本発明の方法によれば、これらの煙霧は機械的エネルギーを回収するため、およびその温度を大気温度よりもわずかに高い温度に下げするために冷却される。次いでこれらの煙霧は、-80℃に近い温度およびほぼ大気圧の圧力で逆昇華が可能となるように、段階的に低温へ推移する冷却サイクルによって冷却される。

【0035】

用語「逆昇華」は、本明細書では、問題のガスの温度がその三重点以下であるときに起きる気相／液相の直接変化を指す。図1は固体、液体および蒸気相の共存図を圧力温度図で表したものである。図は任意の純物質に適用される。三重点以下の温度では、固相と蒸気相の間で直接変化が起きる。固体から蒸気への移動は昇華と呼ばれる。逆の移動を表す用語は一般にない。本発明では、用語「逆昇華」を蒸気相から固相への直接移動を表すために使用した。

【0036】

煙霧の熱力学的なデータは900℃から50℃で得られるエネルギーが1,000kJ/kgよりわずかに大きいことを示している。記載した例は、蒸気タービンの単一サイクル

ルによってこの熱エネルギーの34~36%が機械的エネルギーに変換できることを示しており、交流発電機の出力を0.9とすれば、30.5%~32.5%の電気エネルギーを回収し得る。

【0037】

本発明によるシステムは、一方では熱エネルギーを機械的および／または電気的エネルギーに変換することが可能な、エネルギーを発生する装置からなり、また、カスケード設計の一体化した冷却装置からなる、エネルギーを消費する装置からなる。排気ガスは熱的に約+900℃から-90℃を推移する。この冷却の間、ガスは900℃から約50℃へのエネルギーを発生し、次いで環境温度(たとえば40℃)から-90℃へのエネルギーを消費する。記載した例は、入手可能なエネルギーが消費したエネルギーよりもはるかに大きいことを示しており、したがって、露点が-90℃未満である窒素および痕跡量のガスを単に大気に排出することによって、煙霧から順次水蒸気、次いでCO₂を抽出することが可能となる。

【0038】

蒸気タービンのサイズは処理すべき煙霧量に依存する。自動車用熱エンジンでは、それは熱エンジン自体の出力および運転速度に応じて約3~30kWの電気エネルギーを発生する小さなタービンである。機械的エネルギーを発生する回路の水の蒸発は、圧力下の水の閉回路と排気パイプラインの間の交換によって行われる。実際に、水回路によって熱エネルギーから排気ガスを抽出することは、たとえば煙霧で直接運転しているガスタービンで起こり得る。排気ガスの機械的な外乱の制限を可能にする。ディーゼルまたはガソリンエンジンの運転パラメーターが排気の圧力変化に大きく攪乱されることが知られている。排気の圧力変化が大きければ、エンジンのエネルギー効率の低下という影響を受ける。交換機の逆流設計および煙霧の回路に沿う非常に大きな温度勾配によって、機械的エネルギー発生回路の水を加熱し蒸発させることが可能になる。記載した例の場合、凝縮温度は40℃に等しい。この40℃という温度は一般的な空気凝縮機の夏の条件に相当する。

【0039】

この水は310℃~340℃の範囲の飽和温度に再加熱されるが、これらの温度では加熱管中の飽和圧力9.9バール~14.5バールの範囲に相当する。圧力レベルはエンジンの運転条件に応じて調節される。圧力レベルをより良好に調節するために、交換機の入口および／または出口での排気ガスの温度測定を基に水流を変化させる。煙霧の流量は大きく変化するが、エンジン速度およびエンジン燃料の流れるによる見解から判る。これらのデータはエンジンのタコメーターおよびエンジン燃料噴射の制御電子装置の面方によって入手可能である。これらのデータによって、交換機の入口および／または出口での排気ガスの温度に応じた、エネルギー回収回路に循環すべき水量の範囲、調節される水回路中の圧力の予測が可能になる。

【0040】

したがって、この沸騰圧力で液体は蒸気に変換される。次いで蒸気自体は排気ガスの入手可能な温度に応じて一般に400℃~550℃の温度に過熱される。次いで蒸気はタービンの機内に吐出される。したがって、煙霧から機械的なエネルギーを抽出することが可能である。タービンは交流発電機、慣性ホイールを駆動し、または冷却システムの圧縮機を直接駆動することもできる。交流発電機の駆動方式には、車両の熱エンジンの異なる伝達歯車の形状によって、多くの自由度が得られる。

【0041】

以下のデータは2つの運転サイクルの場合の、入手可能な機械的エネルギー量を求めたものである。

【0042】

第1の場合では、凝縮温度は40℃であり、沸騰温度は310℃である。第2の場合では、凝縮温度はやはり40℃であるが、沸騰温度は340℃である。他方、蒸気は第1の場合には400℃、第2の場合には500℃に過熱される。記載した例は排気ガスの異なる運転温度を示すため、および一般的に入手可能な出力をkg/secで表した煙霧の流量

Mの関数として示すために選択した。それらによって、本発明による方法をCO₂を含む高温の煙霧排気パイプラインに広く適用することが可能になる。したがって、煙霧からのエネルギー回収によって、一般に750℃〜900℃の間の温度から約50℃〜80℃の温度の範囲の温度が蒸気に供給された。

【0043】

以下のデータは、冷却サイクルを経て煙霧をCO₂の逆昇華温度に冷却するために必要な機械的エネルギーの大きさの程度を定める。冷却装置の交換機に到達する前に、煙霧は50℃から環境温度に冷却される。煙霧を50℃から環境温度に冷却する熱交換は空気または水交換機の中で行われる。乾燥煙霧1kg当たり約86gの濃度の水の露点は約5.0℃であるので、外部温度のレベルによって、および痕跡成分の含有量によって、煙霧流中に含まれる水はこの交換機中で部分的に凝縮する。しかし、煙霧中に痕跡ガスが存在する場合、水を考えれば、水は酸性でありその露点は純水のそれよりも高い。この場合、露点は一一般に50℃〜100℃の範囲である。露点を上昇させる煙霧中の痕跡ガスを考慮しないで水蒸気を凝縮させる方法について以下に述べる。

【0044】

これらの方法によれば、凝縮した水は、直接放出するか、あるいは放出の前に予備処理を行うために貯蔵する。煙霧は複数の交換部を含む回路中で環境温度以下に冷却される。すなわち、水蒸気は大気圧または大気圧に近い圧力でCO₂の逆昇華温度よりも低い温度にされる。

【0045】

空気交換機および第1の一体化したカスケード冷却交換機の間で、その中に含まれる水が凝縮するので、煙霧の流量Mが変化する。質量濃度が、それぞれ、

$$CO_2 = 19.5\%, H_2O = 8.6\%, N_2 = 71.9\%$$

であれば、煙霧の流量Mは、無水の流量（痕跡ガスの濃度を無視して）、

$$M_{H_2O,CO_2} = 0.914M$$

にほぼ等しい。

【0046】

この新しい無水流量M_{H₂O,CO₂}は、2つの逆昇華蒸発機に到達する前に、冷却システムの異なる交換機中で順次冷却される。2つの逆昇華蒸発機は交互に運転される。煙霧および冷媒流体は2つの蒸発機の一つまたは他方を交互に通過する。

【0047】

逆昇華段階の間に、CO₂の霜は昇華蒸発機に配置された交換機の回路の外壁に固着する。この付着物は冷たい煙霧の循環を妨げる障害物を連続的に形成する。この蒸発機が一定時間運転された後、交換機外部の煙霧流および交換機内部の冷媒流体の流れは、それぞれ対称の蒸発機へ切り替えられる。この第2の交換機中で、冷媒流体は蒸発機の内部で蒸発し、CO₂はその外部に固着する。この間に、第1の蒸発機はもはや蒸発部位ではなく、第1の蒸発機の温度は上昇する。この温度の上昇は、冷媒流体を第1の蒸発機での交換機に放出する前に循環することによって加速される。固体CO₂は、大気圧での固相と気相の平衡温度である-78.5℃から、三重点の圧力/温度の特徴である5.2バール、-56.5℃に再加熱され、したがって固体、液体、気体の3つの相が共存する。固体CO₂は溶解する、すなわち固相から液相へ移る。この交換機中の圧力は温度上昇とともに増加する。

【0048】

CO₂が完全に液相になると、断熱貯蔵器へポンプ移送される。ポンプはまた、残留ガス、特にCO₂を吸引することができる。したがって、煙霧が再び蒸発機へ流入できようように、逆昇華蒸発機内の圧力を5.2バールから大気圧に近い圧力へ戻すことが可能である。

【0049】

したがって、次のサイクルを実施することが可能であり、蒸発機の壁上の冷たい煙霧に含まれるCO₂の逆昇華を行うことができる。後者は再び冷媒と共に送られる。サイクルは

50

このように低温蒸発機で平行して交互に継続される。

【0050】

逆昇華を用いる本発明による方法は、気相から液相のCO₂へ移動することからなる方法に比べて有利である。実際に、気相から直接液相へ移動させるには、煙霧の圧力を少なくとも5.2バールまで増加し、その温度を-56.5℃へ下げることがある。実際に、この方法は水を除去するために煙霧の温度を0℃まで下げ、次いで窒素およびCO₂の混合物を少なくとも6バールに圧縮することを含む。この圧縮の間に、窒素およびCO₂の混合物は120℃まで再加熱されるであろう。再びそれを120℃から-56.5℃に冷却することが必要である。この方法は、窒素が完全に除去される5.2バールまで圧縮することとさらに含む。

【0051】

冷却装置は、それ自体一体化したカスケードと呼ばれる冷却原理を用いる。しかし、本発明による冷却装置は以下に述べる技術的特徴を有する。実際に、煙霧を冷却するために、本発明による方法は、環境温度から-90℃の範囲の大きな温度変化で、製造の簡単な、単一圧縮機だけを含む冷却装置を使用し、冷媒流体の混合物を用いる。本発明による冷却装置は、1つの単一圧縮機、2つの中間蒸発凝縮機、および上述した2つの平行する低温逆昇華蒸発機を含む。中間蒸発凝縮機によって、冷媒流体の混合物の蒸留と煙霧流の漸進的な冷却の両方が可能になる。

【0052】

気候条件および痕跡成分の含有量に応じて、煙霧中に含まれる水蒸気の残りは、上述の空気または水冷却交換機中で完全にまたは部分的に凝縮される。そうでない場合、水は、温度が0℃よりもわずかに高く、滞留時間がこの凝縮を行うのに十分な、冷却装置の第1の交換機中で補足として凝縮される。

【0053】

サイクルを可能にする冷媒流体の混合物は、3つ、4つまたは5つの成分の混合物とすることができ。記載した混合物は、製造が制限され、最終的に塩素を含有する冷媒ガス（クロロフルオロカーボン）、ヘキサフルオロフルオロカーボン）が、これらの流体のいくつかは一体化カスケードの使用流体として使用するのに機械的に絶対的に有利ではあるが、使用可能な成分に含まれないことを意味する。京都協定書もまた高い地球温暖化係数（GWP）のガスに制限を課している。本発明によれば、それらが現在制限されていない数多く、そのGWPが極力小さなガスを使用することが好ましい。本発明による一体化カスケードで使用可能な、煙霧中のCO₂を捕捉するための混合物は、以下に示される。

【0054】

三成分混合物

三成分混合物は、メタン/CO₂/R-152a、すなわち、冷媒流体の標準命名法（ISO817）を適用すれば、R-50/R-744/R-152a混合物とすることができ。R-152aはブタンR-600またはイソブタンR-600aで置き換えることができる。

【0055】

四成分混合物

四成分混合物は、

R-50/R-170/R-744/R-152a、または、

R-50/R-170/R-744/R-600、または、

R-50/R-170/R-744/R-600aの混合物とすることができる。

【0056】

R-50はR-14で置き換えることができるが、そのGWPは非常に高い（CO₂の6,500kgに等しい）。

【0057】

50

10

20

30

40

五成分混合物

五成分混合物は以下の8種の流体のリスト、すなわち、R-740、R-50、R-14、R-170、R-744、R-600a、R-600、R-152aから、これらの5つの成分を漸進的な多段階境界温度の適切な比率で選択して製造することが可能であり、これらの境界温度は表2に示されている。以下の混合物は例として示すものである。

【0058】

R-50/R-14/R-170/R-744/R-600、または
R-740/R-14/R-170/R-744/R-600、または
R-740/R-14/R-170/R-744/R-600a、または
R-740/R-14/R-170/R-744/R-152a、または
R-740/R-50/R-170/R-744/R-152a、R-740はアルゴンである。

【0059】

表2にこれらの流体の原理的な熱化学特性および名前を示す。

【0060】

【表2】

化学物質および標準名 (ISO 817)	化学式	境界温度 (°C)	境界圧力 (バール)	モル質量 (g/mol)
R-740 アルゴン	A	-122.43	48.64	9.94
R-50 メタン	CH ₄	-82.4	46.4	6.04
R-14 テトラフルオロメタン	CF ₄	-45.5	37.4	8.01
R-744 二酸化炭素	O ₂ [原文のまま、CO ₂]	1.01	3.77	4.01
R-170 エタン	H ₆ [原文のまま、C ₂ H ₆]	2.2	8.9	0.06
R-152a ジフルオロエタン	HF ₂ -CH ₃	13.5	4.9	6.05
R-600a イソブタンまたは 2-メチルプロパン	CH ₃ -CH [原文のまま]	35	6.47	8.12
R-600 n-ブタン	H ₄ H ₁₀ [原文のまま、C ₄ H ₁₀]	52	7.97	8.12

2つの中間蒸発凝縮機および逆昇華蒸発機は一体化カスケードの3段階の温度を含む。これらの3段階は、それらがすべて圧縮機の吸引に接続されているので、すべて同じ圧力で機能するが、これらの3段階の平均温度は、各交換機のためのパイプライン内を循環する冷媒流に温度変化があるはずなので、一般に約-5℃、-30℃、-90℃である。

【0061】

冷媒流体混合物の一体化カスケードにおける3「段階」の流量は、冷媒流体混合物の成分比に依存する。したがって、組成物とカスケードの温度レベルの間には関連がある。

【0062】

例として提供する以下のデータは、五成分混合物の冷媒流体を用いる一体化冷却装置に関し、その質量組成は以下のものである。

【0063】

R-50 1 %
R-14 3 %
R-170 19 %
R-744 27 %

R-600 50 %

可燃性および不燃性成分の間の比率は、混合物が不燃性で安全性のある混合物となるようにする。この混合物の境界温度は74.2℃であり、その境界圧力は5.0バールである。

【0064】

境界温度が最も高い成分、ここではR-600およびR-744の割合は、2つの中間段階での蒸発が低い境界温度での成分の蒸留を可能にするので、混合物の大部分を占める。次いで低い境界温度を有する成分は、その平行なパイプラインの一方または他方で交互に運転される二重の蒸発機である、逆昇華蒸発機中で低い温度で蒸発することが可能である。

【0065】

カスケードの交換機は向流交換機であることが好ましい。それらは入口と出口の間の3つの大きな温度変化を用いることが可能になる。それらはまた、液相と気相間の異なる温度での熱回収が可能になる。

【0066】

無水煙露流M_{2+CO2}は、逆昇華蒸発機を通過した後、初期流量Mの0.719である空蒸流M₂に縮小される。この空蒸流は、温度が-90℃であり、煙霧管に向流で循環して、無水煙露流M_{2+CO2}の冷却、次いで全煙露流Mの冷却に関与する。逆昇華蒸発機を離れる空蒸流が煙霧の冷却に関与することは、空蒸の温度が環境温度に上昇するまで行われる。空蒸流M₂の圧力は、後続の水蒸気およびCO₂蒸気の捕捉を考慮すれば、流れMの初期圧力の73%である。循環のために必要な過圧力は、たとえば空圧縮機によって作られ、ベンチュリー管に噴射されたその流れによって空蒸流を引き出すことができる。

【0067】

他の設計は空気冷却交換機を離れる流れのすべてを圧縮することからなり、それが大気放出されるまで煙霧循環回路すべてにわたって大気圧に比較してわずかに高い過圧力を可能にする。

【0068】

本発明による方法およびシステムの詳細説明

本発明の他の特徴および利点は、例示的および非制限の例として与えられる、本発明の実施形態の変形を説明する図3を逆昇華によって二酸化炭素を捕捉可能にするシステムの実際の形態の変形を図示する図3を就み取ることによって明らかになる。

【0069】

図3を説明する。表示数字は図3のものである。

【0070】

下の表は使用した表示数字のシステムを定める。それは異なる表示数字を有する同一の技術用語の意味を説明する。

10

20

30

40

50

図 3 の参照数字の命名

名前のグループ	表示
熱エンジン	1
熱エンジンの出口パイプライン	2
熱エンジンの冷却システム	3
エンジンのエネルギー回収回路	4
エンジンの熱エネルギー回収交換機	5
燃焼を冷却する第1の交換機	6
タービン	7
空気を圧縮機	8
ポンプ	9
交流発電機	10
燃焼を冷却する交換機	11
冷却システム	12
交換機11の燃焼出口パイプライン	13
燃焼物の放出パイプライン	14
第1 (No. 1) の燃焼冷却熱交換機の水放出パイプライン	15
水収収装置	16
冷却装置	17
部分燃焼機	18
冷却燃焼機の冷却システム	19
パイプライン	20
パイプライン	21
燃焼燃焼機No. 1	22
パイプライン	23
減圧弁	24
第1 (No. 1) 燃焼冷却熱交換機	25
液体-蒸気交換機No. 1	26
パイプライン	27
分岐装置	28
ガス出口パイプライン	29
パイプライン	30
減圧弁	31
燃焼燃焼機No. 2	32
燃焼冷却熱交換機No. 2	33
液体-蒸気交換機No. 2	34
パイプライン	35
三方弁	36
	37

10

20

30

パイプライン	38
逆昇熱蒸気機No. 1	39
逆昇熱蒸気機No. 2	40
減圧弁No. 1	41
減圧弁No. 2	42
パイプライン	43
パイプライン	44
ガス戻りパイプライン	45
三方弁	46
三方弁	47
ポンプ	48
貯蔵器	49
ポンプ	50
可動貯蔵器	51
弁	52
三方弁	53
三方弁	54
燃焼を大気へ放出するパイプライン	55
脱水機	56
空気を圧縮機	57
パイプライン	58
ベンチュリー管	59

10

20

【0071】

煙霧およびその化学的組成は、それが冷却される回路中を循環すると熱的な変化が生じる。

【0072】

煙霧の流量Mは4つの流量の合計である。

【0073】

$M = m_{H_2O} + m_{CO_2} + m_{H_2} + m_{traces}$

式中、 m_{H_2O} は水蒸気の流量を表し、

m_{CO_2} は二酸化炭素の流量を表し、

m_{H_2} は窒素の流量を表し、

m_{traces} は痕跡ガスの流量を表す。

【0074】

煙霧は熱エンジン1から（内燃機関から）パイプライン2（熱エンジンの出口パイプライン）を経て排出される。その温度は900℃である。交換機6（煙霧を冷却するための第1の交換機）中で煙霧によって与えられたエネルギーは、煙霧Mの関数として表される。

【0075】

$Q_{ech} = M (h_{s6} - h_{e6})$

式中、 h_{s6} 、 h_{e6} はそれぞれ交換機6の出口および入口での煙霧のエンタルピーを表す。

【0076】

熱エンジン1の出口での煙霧の質量組成は、それぞれ、

$CO_2 : 19.5\%$

$H_2O : 8.6\%$

$N_2 : 71.9\%$

である。

【0077】

本説明では痕跡ガスは無視している。

【0078】

40

50

交換機6中で煙霧によって与えられたエネルギー $Q_{e,6}$ は約1,000 kJ/kgである。
交換機6の出口での煙霧の温度は50℃である。与えられた力 $P_{e,6}$ (kWで表される)は、 kg/sec で表した煙霧の流量Mの関数として表すことができる。

【0079】
 $P_{e,6} = Q_{e,6} \times M = 1,000 \text{ kJ/kg} \times M \text{ kg/s} = 1,000 M \text{ (kW)}$

交換機6中で煙霧から与えられた熱エネルギーは、本来よく知られたようにして機械的エネルギーに変換され、次いで電気エネルギーに変換される。煙霧はそのエネルギーを交換機6の中心を循環する水に与える。この水を順次液相で42℃から310℃に再加熱し、交換機6の第2の実施形態変形で沸騰させ、最終的にこの水を400℃(または500℃で交換機6の第2の実施形態変形)まで過熱する。過熱された蒸気はタービン7に放出され、変形に述べた交流発電機10を駆動する。放出された蒸気は、この放出後部分的に二相であり、凝縮機8(空気凝縮機)によって凝縮される。このようにして形成された液体は、ポンプ9で99パー(第2の実施形態変形例の場合、145パー)に圧縮される。任意選択的に、熱エネルギー(上述のエネルギー収支には数えていない)は熱エンジン1の冷却システム3から回収可能である。この目的のために、熱エンジン1の冷却システム3からエネルギーを回収する交換機5は回収回路4を含む。回収回路4と熱エンジン1の冷却システム3間の接続は図示していない。夏には空気凝縮機8中の凝縮温度は40℃である。最も暑い国では、凝縮温度が冬と夏の間で一般に10℃〜65℃に変化することがある。蒸気凝縮温度が10℃の場合の回収可能なエネルギーは、凝縮温度が65℃の場合の回収よりも多い。

【0080】
表3および4は、各実施形態変形例の液体の水および水蒸気の、
交換機6の入口および出口、
タービン7の出口、および
空気凝縮機8の出口でのエンタルピーを示している。

【0081】
これら4つのエンタルピー値はエネルギー回収回路のエネルギー出力を表している。交換機6、タービン7、凝縮機8、およびポンプ9はパイプラインで接続されており、煙霧から熱エネルギーを回収する回路を構成する。このようにして回収された熱エネルギーは、機械的エネルギーに変換される。

【0082】
タービン7に結合された交流発電機10は、機械的エネルギーを電気的エネルギーに変換することを可能にする。

【0083】
【表3】

場所	温度 (℃)	圧力 (バール)	H (エンタルピー) (kJ/kg)	S (エントロピー) (kJ/kg·K)
交換機6の入口	42.4	99	177.4	
交換機6の出口	400	99	3098.2	6.2183
タービン7の出口	40	0.074	1935.9	6.2183
凝縮機8の出口	40	0.074	167.4	

【0084】
【表4】

場所	温度 (℃)	圧力 (バール)	H (エンタルピー) (kJ/kg)	S (エントロピー) (kJ/kg·K)
交換機6の入口	43.5	145	182	
交換機6の出口	500	145	3314.8	6.3659
タービン7の出口	40	0.074	1982.1	6.3659
凝縮機8の出口	40	0.074	167.4	

煙霧は交換機6の中を水の流れに向流して循環する。煙霧の温度は900℃〜500℃の範囲であり、一方水の温度は、40℃から、第1の変形例の場合400℃まで、第2の変形例の場合500℃までの範囲である。第1の変形例の場合、99パーの圧力下、310℃で蒸発が起きる。第2の(変形)の場合、145パーの圧力下、340℃で蒸発が起きる。したがって、交換機6は水の再加熱機およびボイラーの両方である。

【0085】

第1の変形例の場合に、交換機6の出口の温度が400℃、交換機6の入口の圧力が99パー、凝縮温度が40℃であるとき、交換機6の回路中の水流の質量単位で表された機械的エネルギーを表3によって求めることができる。タービン7の機械的出力が0.85のとき、機械的エネルギーは、
(3098.2 - 1935.9) × 0.85 = 988 kJ/kg
である。

【0086】

第2の変形例の場合に、交換機6の出口の温度が500℃、交換機6の入口の圧力が145パー、凝縮温度が40℃であるとき、交換機6の回路中の水流の質量単位で表された機械的エネルギーを表4によって求めることができる。タービン7の機械的出力が0.85のとき、機械的エネルギーは、
(3314.8 - 1982.1) × 0.85 = 1132.8 kJ/kg
である。

【0087】

第1の変形例の場合、煙霧の回路によって交換機6に提供されるエネルギーは、
 $Q_{e,6} = 3098.2 - 177.4 = 2920.8 \text{ kJ/kg}$
である。

【0088】

第2の変形例の場合、煙霧の回路によって交換機6に提供されるエネルギーは、
 $Q_{e,6} = 3314.8 - 182 = 3132.8 \text{ kJ/kg}$
である。

【0089】

交換機6中の煙霧によって与えられた、煙霧の流量の関数としての熱出力は、
 $P_{e,6} = 1000 M \text{ (kWで表される)}$
である。

【0090】

引き出された機械的出力は、タービンのサイクルの出口からの煙霧流量の関数として表される。

【0091】

この流量Mで表された、引き出された機械的エネルギーは、タービンのサイクルの出力をこの煙霧の流量の関数として表したものに実質上等しい。すなわち、
第1の場合： $P_{e,6} = (988 / 2920.8) \times 1000 \times M = 338.3 \text{ MW}$
第2の場合： $P_{e,6} = (1132.8 / 3132.8) \times 1000 \times M = 361.6 \text{ MW}$
である。

【0092】

第1および第2の実施形態変形例の場合、交流発電機10の出力は0.9である。煙霧が熱エネルギーを回収する回路のお陰で得られた電気出力 P_{elec} は、
第1の実施形態変形例の場合： $P_{elec} = 304.5 \text{ M (kW)}$
第2の実施形態変形例の場合： $P_{elec} = 325.4 \text{ M (kW)}$ である。

【0093】

したがって、その温度が400℃以上であれば、煙霧から30.5%～32.5%の電気エネルギーを回収することができる。

【0094】

異なる交換機で煙霧を冷却する後続の段階を説明する。冷却は純粋に壁熱に壁熱の冷却であり、水の冷却および凝縮であり、CO₂の冷却および逆昇華である。液体の水および固体、次いで液体CO₂がどこで抽出されるかを理解するためには、煙霧の冷却回路、すなわちパイプライン13に沿って、これら3つの成分の流量質量変化およびエネルギー変化の両方を追跡する必要がある。エネルギー変化は各成分ごとに kJ/kg で表され、加法的な量であり、同時に質量分である。CO₂のエンタルピーは表5および図2に示されており、本来よく知られたCO₂のエンタルピー図を示すものである。この図では、温度は kJ/kg で表され、

エンタルピーは kJ/kg 、Kで表される。

【0095】

A点は第1(No. 1)の冷却蒸発機25の入口のCO₂を表す。圧力は1バールであり、温度は50℃(323 K)、CO₂のエンタルピーは450.8 kJ/kg (表5を参照のこと)である。

【0096】

B点は交換機11のCO₂の状態を表し、温度は40℃、エンタルピーは表5に報告されている。

【0097】

C点は、気相/固相変化する前の、逆昇華蒸発機(No. 1)39の入口のCO₂を表す。

【0098】

D点は-80℃での完全なCO₂固化カーブ上のCO₂を表す。固化は逆昇華蒸発機(No. 1)39の管壁に生じる。完全な気相/固相変化は568 kJ/kgの冷却エネルギーを必要とした。

【0099】

E点は逆昇華蒸発機(No. 2)40の室内の固体CO₂昇華による解凍運転の間のCO₂を表す点である。この運転は固体CO₂の部分昇華によって圧力の増加を招き、蒸気圧が5.2バールまで上がる。

【0100】

F点はCO₂が溶解した後の、一定圧力5.2バールでのCO₂を表す点である。CO₂はしたがってF点では完全に液体である。

【0101】

【表5】

点	圧力 (バール)	温度 (°C) (K)	エンタルピー (kJ/kg)
A	1	50 (323 K)	450.8
B	1	40 (313 K)	442
C	0.85	-72 (201 K)	349
D	0.85	-80 (193 K)	-228
E	5.2	-56.5 (216.6 K)	-190
F	5.2	-58.5 (216.6 K)	0

50

表5の値を用いたエネルギー収支を以下に説明する。

【0102】

煙霧11を冷却する交換機の入口における煙霧流量変化の説明を続け、水蒸気を捕捉する機構およびそれに伴うエネルギー消費について説明する。

【0103】

表6は交換機11の入口および出口【原文のまま。およびT_r、E_d、】、およびそれらを接続するパイプライン部の温度、エンタルピー、および質量分を示す。同様に、流量の変化は後続の水蒸気およびCO₂の捕捉の関数として示し、各交換機から引き出し、エネルギーを消費する。煙霧のパイプライン13および壁熱を大気へ放出するためのパイプライン55は、近接して配置されており、外部からは断熱されている。パイプライン13および55の、要素11、25、33、39、および40の間に位置する部分は後続の交換機を構成する。

【0104】

【表6】

交換機	入口、 出口	T (°C)	煙霧の 流量	質量分 CO ₂	質量分 H ₂ O	(h _s -h _e)/kg、 異なる交換機 のエネルギー
交換機11	E 11 S 11	50 40	M 0.964 M	0.195	0.086 0.05	109
25と11の間の パイプライン55	25 11	1 40	0.719 M	0.195		26.3
交換機25	E 25 S 25	36.5 1	0.956 M 0.914 M	0.195	0.042 0	138
33と25の間の パイプライン55	33 25	-20 1	0.719 M	0.195		14
交換機33	E 33 S 33	-14 -20	0.914 M 0.914 M	0.195	0 0	5.4
39または40と33の 間のパイプライン55	39または 33	-90 -20	0.719 M			7
蒸発機39または40	E 39 (40) CO ₂ 凝結 S 39 (40)	-72 -80 -90	0.914 M 0.719 M 0.719 M	0.195 0 0	0 0 0	25.9

交換機11の中で煙霧を50から40℃に冷却して水を部分的に凝縮するには109 M (kW)の力を必要とし、論じている例では水はこの煙霧冷却交換機11の中で部分的に凝縮する。他の温度条件のため、または水の露点を変える痕跡成分が存在するため、水の凝縮は交換機6の中で起き得る。実際に、煙霧中の水の質量濃度が8.6%の場合、水の露点は50℃に近い。交換機11の出口での煙霧の流量は0.946 Mである。水の質量分は8.6%から5%に減少する。交換機11は水の凝縮物をパイプライン14を経て放出できる。パイプライン14は交換機11を水収集貯蔵器16に接続する。

【0105】

パイプライン13中の煙霧は交換機11の出口のパイプライン55によって交換機25の入口まで冷却される。これらのパイプラインの部分も外部から断熱されている。

【0106】

2つのパイプライン13および55の交換機モードを詳細に述べるならば、それらは交換機11、25、33、および39または40の間のパイプラインを構成する各接続部分で熱的に効率的に連絡している。これらの3つの部分は実質的な交換機を構成しており、パイプライン55中の壁熱の冷却機構がパイプライン13の中を向流で循環している煙霧流を冷却する。表6は、交換機39または40と交換機33の間、次いで交換機33と交換機

50

10

20

30

40

25の間、最後に交換機25と交換機11の間の3つの部分それぞれに対するパイプライン55中の空素流のエンタルピーの変化を示している。空素流のエンタルピー変化0.719M(kg/sec)は規定した3部分の交換機のパイプライン13中を循環している煙霧流に交換効率90%で伝達される。交換機11および25の間で空素流から与えられたエネルギーは、26.3M(kW)である。それは4.2%に減少した水蒸気の一部を凝縮するため、および煙霧を交換機25の入口で36.5℃に冷却するための面方に用いられる。

【0107】
交換機25の出口で煙霧流の温度は1℃であり、その煙霧の温度降下と残留水蒸気の凝縮を可能にするために、交換機25には138M(kW)の冷却力が必要とされる。

【0108】
煙霧の温度は1℃に制御して煙霧中に含まれる水の結晶化を防止している。第1(No.1)の冷却蒸発機25の部分および設計は煙霧流の徹底的な除湿を確実にする。第1(No.1)の冷却蒸発機25の出口では、一般に0.05%未満の水が煙霧質量の中に残留する。

【0109】
煙霧パイプライン13は第1(No.1)の冷却蒸発機25の内部室と接続している。第1(No.1)の冷却蒸発機25の通路の間で煙霧から抽出された水は内室に回収される。それは次いで第1(No.1)の冷却蒸発機25の水放出パイプライン15によって水収集貯蔵器16に移される。第1(No.1)の冷却蒸発機25を離れる煙霧は脱水機56を通過し、煙霧は完全に乾燥される。無水煙霧の流量は M_{H_2O,CO_2} と表され、熱エンジン1から排出される流量Mの0.914である。実際に、流量煙霧の8.6%は煙霧冷却交換機11の中、接続しているパイプライン13および55の部分からなる交換機の中、第1(No.1)の冷却蒸発機25、および脱水機56の中で液体の水の形で捕捉される。

【0110】
パイプライン55を循環する空素流は、14M(kW)の冷却力をパイプライン13の交換機25と33の接続部に提供し、空素流および CO_2 煙霧 M_{H_2O,CO_2} の残部は交換機33の入口で-14℃に冷却される。

【0111】
第2(No.2)の冷却蒸発機33には、5.4Mの冷却力が提供され、空素流および $CO_2M_{H_2O,CO_2}$ の残部は-20℃の温度に冷却される。

【0112】
パイプライン13および55の間の冷却を考慮すると、流量 M_{H_2O,CO_2} の残部は、パイプライン55が47M(kW)の冷却力を提供されるので、2つの逆昇華蒸発機(No.1)39または(No.2)40の1つに約-72℃の温度で流入する。

【0113】
2つの逆昇華蒸発機(No.1)39または(No.2)40の形状および設計によって、ガスの長い滞留時間が可能になる。流量 M_{H_2O,CO_2} の残部は CO_2 の逆昇華まで冷却され、これには125.9M(kW)の冷却力を必要とする。 CO_2 は次いで逆昇華によって約-80℃の温度で0.85絶対圧、または約-78.6℃の温度で1バールの圧力で逆昇華蒸発機39または40の中に捕捉され、一方、 M_{H_2O} で表される空素流の残部は-90℃に冷却され、次いでパイプライン13に向流を交換するパイプライン55を通して大気に導かれる。

【0114】
約-72℃および349kJ/kg(C点、表5および図2)に戻る、逆昇華蒸発機(No.1)39中の CO_2 のエネルギー変化が詳細に説明される。完全な蒸気相-固体変化(逆昇華)は逆昇華蒸発機(No.1)39の管上で起き、 CO_2 はD点(表5および図2)に進み、そのエンタルピーは-228kJ/kgである。

【0115】
kWで表される煙霧流量の関数としての冷却力は、

$(349 - (-228)) \times 0.195M = 112.5M$ である。

【0116】
減圧弁(No.1)41に流入する前に、解凍段階にある冷媒流体は逆昇華蒸発機(No.2)40に移動させる。冷媒流体は次いで CO_2 から溶解エネルギーを回収する。回収可能なエネルギーは図2上ではD点(0.85バールで固体 CO_2)からF点(5.2バールで液体 CO_2)への通路と一致する。総エンタルピー変化は228kJ/kgである。上述した実施形態変形例の場合、交換機の移動効率は90%である。その結果、回収されたエネルギーは205kJ/kgである。回収された煙霧の全流量Mの関数としての冷却力はkWで表して40Mである。

【0117】

$205 \times 0.915M = 40M$
液体の冷媒流体により CO_2 の解凍からエネルギーを回収することを考慮すれば、-90℃の蒸発温度で CO_2 の逆昇華(CO_2 を凍らせるためには冷媒流体と蒸気または固体の CO_2 との間に約10℃の差が必要である)はわずかに冷却力、 $(112.5 - 40)M = 72.5M$ (kWで表して)を必要とするのみである。

【0118】

上述の2つの実施形態変形例の場合に回収可能な電力(kWで表す)はそれぞれ304.5Mおよび325.4Mである。それらは圧縮機が冷却力を発生するために提供しなければならぬ圧縮電力よりも大きい。実際に、煙霧流量Mの関数としてkWで表して、圧縮電力は約187Mである。

【0119】

このエネルギー収支は、圧縮機が冷却力を発生するために提供しなければならない圧縮電を理論的に推定することによって実証できる。この推定を進めるには、最初に冷却機の性能係数として定義したことを超える必要がある。性能係数は圧縮ユニット P_{elec_comp} によって供給される電力に対する冷却力 P_{refig} の比である。

【0120】

$COP = P_{refig} / P_{elec_comp}$
冷却力が異なる温度レベル、-5℃、-30℃、-90℃で変化することを考慮すれば、温度の関数としての性能係数の一般的な変化の法則を用いることが不可欠である。

【0121】

この法則を表す最も簡単な方法はそれをカルノーの性能係数の関数として表すことである。カルノーの性能係数は冷却機械の理想的な性能を表し、凝縮温度(Tcond)および蒸発温度(Tevap)の関数として、式、
 $COP_{Carnot} = Tevap / (Tcond - Tevap)$
によって簡単に計算され、温度はケルビンで表される。

【0122】

実際の機械の分析に基づく法則は、
 $COP = (2.15 \times 10^{-3}T + 0.025) COP_{Carnot}$
で表される。

【0123】

下の表7は蒸発温度によるCOPを示す。

【0124】

【表7】

T (°C)	T (K)	$(2.15 \times 10^5 T + 0.025)$	COP カルノー	COP
-90	183	0.42	1.4	0.59
-60	213	0.48	2.13	1.02
-40	233	0.525	2.91	1.53
-30	243	0.547	3.47	1.9
-5	268	0.6	5.95	3.57

この表は、冷却力を供給する温度レベルに応じて、圧縮機によって消費される電力を計算することを可能にする。性能係数は、冷却力（異なる交換機へ）を供給する圧縮機によって消費される力を計算することが可能になる。

【0125】

煙霧を0℃に冷却するために交換機25に供給される冷却力は-5℃で供給される。供給すべき冷却力が138M（表6）であり、性能係数が3.57（表7）であるので、圧縮機によって消費される電力は、138M/3.57=38.6M（kW）である。

【0126】

煙霧を冷却するために第2蒸発機33に供給される冷却力は-30℃で供給される。供給すべき冷却力が5.4M（表6）であり、性能係数が1.9（表7）であるので、圧縮機によって消費される電力は、5.4/1.9=2.8M（kW）である。

【0127】

逆昇華蒸発機（No.1）39または（No.2）40に供給される冷却力は-90℃である。供給される冷却力が125.9M=40Mであり、性能係数が0.59（表7）であるので、圧縮機によって消費される電力は、85.9M/0.59=145.6M（kW）である。

【0128】

窒素を50から-90℃に冷却するために必要な冷却力は、各交換機の計算に考慮されている。

【0129】

したがって、圧縮電力（ P_{comp} ）の設計は、蒸発機25、33、および39または40にのみ供給されるもので、したがって、上に述べたことと同じ、 $P_{comp}=38.6+2.8+145.6=187M（kW）$ である。

【0130】

したがって、冷却圧縮機によって消費される、流量Mの関数としての電力は187Mである。この力は、304.5Mから325.4Mの間で変化する、煙霧流から回収される電力と比較すべきである。したがって、圧縮機の電力は上述の水蒸気回収サイクルによって回収可能な電力の約60%である。

【0131】

再び図3を参照して、一体化ガスケードで運転する冷却装置の運転を明細に述べる。冷却圧縮機17は上で規定した多成分分冷媒混合物の1つから蒸気相流を吸引する。より詳細には、以下に述べる変形形態変形例の場合には、混合物は5つの成分からなり、その質量の割合は、

R-50（1%）
R-14（3%）
R-170（19%）
R-744（27%）
R-600（50%）
である。

【0132】

吸引圧力は1.7バールである。凝縮物の出口温度40℃で、2.2バールである。部分冷却圧縮機18は冷却システム19（部分冷却圧縮機の冷却システム）によっ

10

20

30

40

50

て冷却される。水または空気が冷却システム19中を循環する。

【0133】

部分冷却圧縮機18は流入する全冷媒流（以下にはMfと表す）の液相および気相の分離機である。気相流（以下にはMte1と表す）はパイプライン20によって部分冷却圧縮機18の上部（頭部）を出る。液相（以下にはMpied1と表す）はパイプライン21によって底部（基部）を出る。液体は重力によって部分冷却圧縮機18の底部で排出される。

【0134】

液体流（Mpied1）は液体-蒸気交換機（No.1）26中で過冷される。この流れ（Mpied1）は全冷媒流（Mf）の約50%である。液体流（Mpied1）は重い成分、すなわち本明細書ではR-600およびR-744に富み、蒸発圧力1.7バールで減圧弁24中に吐出される。吐出された液体流（Mpied1）は順次第1（No.1）蒸発凝縮機22中、次いで第1（No.1）煙霧冷却蒸発機25中で蒸発して蒸気が完送される。このようにして完全に蒸発した流体流（Mpied1）はその冷たさを液体-蒸気交換機（No.1）26に与え、次いでパイプライン27を経由して圧縮機17の吸引収集機に再び合流する。

【0135】

部分冷却圧縮機18の上部を流出する気体流（Mte1）は、全冷媒流（Mf）の残る50%である。気体流（Mte1）は第1（No.1）蒸発凝縮機22中で部分的に凝縮する。第1（No.1）蒸発凝縮機22の出口で二相（液体-蒸気）になったこの流れ（Mte1）は、分離貯蔵器28中で独立の液体相および蒸気相に分離される。蒸気相流（Mte2）はパイプライン29を経由して分離貯蔵器28の上部（頭部）を出る。液体流（Mpied2）は分離貯蔵器28の底部を出る。部分冷却圧縮機18の上部を流出する気体流（Mte1）は、次いで2つの流れ、すなわち、流入する流れ（Mte1）の40%の気体流（Mte2）、および流入する流れ（Mte1）の60%の液体流（Mpied2）に分離される。パイプライン29を経由して分離貯蔵器28の上部（頭部）を流出する気相流（Mte2）は、第2（No.2）蒸発凝縮機32中で完全に凝縮する。液体流（Mpied2）は、すべて逆昇華蒸発機（No.1）39または（No.2）40中で交互に蒸発する。

【0136】

分離貯蔵器28を出る気相流（Mte2）の、第2（No.2）蒸発凝縮機32中ににおける凝縮は、分離貯蔵器28の底部を出る液体流（Mpied2）の部分的な蒸発によって、この液体流（Mpied2）が減圧弁31に吐出された後に行われた。液体流（Mpied2）は、煙霧冷却蒸発機33中でその蒸発を完遂する。完全に蒸発した液体流（Mpied2）はその冷たさを第2（No.2）液体-蒸気交換機34に与え、次いでパイプライン35を経由して圧縮機17の吸引収集機に再び合流する。

【0137】

液体流（Mte2）は第1（No.1）三方弁37を通過する。この三方弁はパイプライン38には開放され、したがってパイプライン44には閉じられている。液体流（Mte2）は第2逆昇華蒸発機（No.2）40中で過冷され、したがってそのCO₂解凍段階の間は過冷交換機として働く。過冷された液体流（Mte2）は次いで第1（No.1）減圧弁41中に吐出される。それは次いで第1（No.1）逆昇華蒸発機39中で蒸発する。

【0138】

第1（No.1）逆昇華蒸発機39から出る冷媒蒸気流（Mte2）は、第2（No.2）三方弁46を通過し、ガス戻りパイプライン45を経由して冷却圧縮機17に戻る。この流れ（Mte2）は冷却圧縮機17によって吸引される全冷媒流（Mf）の約20%である。

【0139】

第1（No.1）逆昇華蒸発機39の運転を第2（No.2）逆昇華蒸発機40の運転に

10

20

30

40

50

交替すると、第1 (No. 1) 三方弁37は液体の冷媒流体の循環をパイプライン44を経由して第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39へ切り替え、そこで過冷される。冷媒流体は次いで減圧弁 (No. 2) 42に吐出される。次いでそれは第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40中で蒸発し、次いで第2 (No. 2) 三方弁46およびパイプライン45を経由して冷却圧縮機17に戻る。

【0140】

2つの逆昇華蒸発機39および40中の冷媒流体の循環について述べる。これらの逆昇華蒸発機は交互に運転される。一方が蒸発機として活動するならば、他方は過冷交換機であり、また逆に亦然る。蒸発が第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39で行われるならば、第1 (No. 1) 三方弁37が開き、冷媒混合物はパイプライン38を循環することができ、パイプライン44を循環することはできない。

【0141】

液体冷媒 (Metete2) の混合物は、減圧弁 (No. 1) 41に吐出された後、第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39中で、約-100℃の温度から始まり最終的に約-70℃の温度で蒸発する。

【0142】

検討した形態の場合、第2 (No. 2) 煙霧冷却蒸発機33から導かれる煙霧は第4 (No. 4) 三方弁53を通過して第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39中に流入する。この形態の場合、煙霧は第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40中には流入しない。

【0143】

これらの煙霧は、それらの入口温度約-72℃から、第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39の圧力1絶対バールまたは0.85絶対バールに応じて、それぞれ-78.6℃または-80℃のいずれかのCO₂の逆昇華温度に冷却される。この温度に達すると、CO₂は第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39内部の、冷媒混合物が循環するパイプラインの外壁上に凍結する。

【0144】

第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39に流入する前に、冷媒流体は過冷交換機として運転する第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40に約-45℃で流入する。冷媒流体はCO₂の解凍サイクルの初めには-45℃から-78℃に過冷され、CO₂の解凍サイクルの終りには-45℃からわずかに-55℃に過冷される。解凍の間に、液体CO₂は第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40の底部に蓄積される。第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40の運転を蒸発モータに切り替える前、およびCO₂の液化の終りに、第3 (No. 3) の三方弁47が開く。次いで液体CO₂をポンプ48 (液体CO₂を吸引するためのポンプ) によって吸引することができ、ポンプ48、たとえば電気油圧ポンプは液体および気体の両方を吸引することを可能にする。ポンプ48は液体CO₂を貯蔵器49に移動させ、次いで窒素と混合したCO₂蒸気を、第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40の気体圧が運転圧力、すなわち煙霧の循環に選んだ技術的な選択段に応じて0.85絶対バールまたは1絶対バールに戻るまで吸引する。実用上の理由から、特に車両用では移動可能な貯蔵器51が貯蔵器49に接続される。ポンプ50 (移動可能な貯蔵器を満たすためのポンプ) は貯蔵器49から移動可能な貯蔵器51に充填することを可能にする。必要であれば、弁52によって2つの貯蔵器49および51の間の圧力を平衡にすることが可能になる。移動可能な貯蔵器51は捕捉されたCO₂の運転を可能にする。新しい移動可能な空の貯蔵器を充填されたものと置き換える。

【0145】

第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39を出る窒素の循環について述べる。窒素蒸気は第5 (No. 5) 三方弁54を通過し、次いで窒素を大気に放出するパイプライン55に合流する。第5 (No. 5) 三方弁54は、場合によって、窒素を大気に放出するパイプライン55を第1 (No. 1) 逆昇華蒸発機39または第2 (No. 2) 逆昇華蒸発機40と接続する。

【0146】

解凍の間に、このようにして閉回路となった、逆昇華蒸発機39および40中のCO₂の昇華によって圧力が上昇する。三重点の平衡温度で、圧力は5.2バールである。この圧力でCO₂は固体状態から液体状態へ移る。

【0147】

窒素を大気に放出するパイプライン55中の窒素流量M_{N2}は当初の煙霧流量の71.9%以上にはならない。窒素単独の圧力は、充填損失または痕跡ガスのいずれも考慮しないで0.736バールである。

【0148】

熱エンジン1の出口のパイプライン2、煙霧パイプライン13および窒素を大気に放出するパイプライン55は接続されており、それらは同じ回路を構成する。

【0149】

煙霧11の冷却交換機の中、第1 (No. 1) 煙霧冷却蒸発機25の中、および脱水機56中の水の除去は、その補償がなければ、パイプライン2、13、55の圧力の低下を招く。すなわち、窒素を大気に放出するパイプライン55を経由して大気の水蒸気が冷却装置の中に流入するであろう。同様に、逆昇華蒸発機39および40中のCO₂の逆昇華は新たに圧力の低下を招くであろう。この圧力の低下は窒素が大気に放出されるように補償しなければならぬ。図3に示した解決策は、パイプライン58 (ベンチュリー管の注入パイプライン) を経由してベンチュリー管59のネックに空気を注入することを可能にし、空気がシステム中であり、約0.65バールの圧力で窒素流を吸引することを可能にし、空気の出口で再び窒素と酸素の流入することを防止する。この解決策はまたベンチュリー管の出口で再び窒素と酸素の混合物を作る利点がある。

【0150】

図3に示していない他の解決策は、煙霧冷却交換機11の出口の煙霧パイプライン13に低圧型のプロンプト圧縮機を設置して、窒素を大気に放出するパイプライン55の出口で窒素流または痕跡成分を加えた窒素流の気圧に戻ることができることを可能にする過圧力を作ることである。

【0151】

痕跡成分の含有量および特に一般化炭素C0およびいくらかの軽い炭化水素が無視できないければ、窒素および痕跡成分の流れを追加の適切な空気流との混合機に戻して、いわゆる低可燃性混合物を作ることができる。この可燃性混合物の燃焼は、汚染物質の削減およびこの目的のために設計した熱エンジンのエネルギー効率を増加するのに有利である。

【0152】

運転中の逆昇華交換機でCO₂を解凍する間に、温度が-80℃から-55℃に変化することが注目される。この顕著な温度変化は2つの逆昇華蒸発機の交替の制御に用いることができる。実際に、CO₂の解凍の間に-55℃の温度に達したならば、CO₂がすべて液相に移ったと考えられる。次いでポンプ48を動かして、液体CO₂を貯蔵器49に移動させるために吸引することができ、このようにしてCO₂解凍蒸発機の内部容積の圧力を測定することによって空にする工程を停止し、次いで先にその液体CO₂を空にしたこの逆昇華蒸発機中の冷媒を蒸発することによってサイクルを再始動することが可能である。サイクルの初めに蒸発機が氷結してはいなければ、一体化したカスケード圧縮システムはより多くのエネルギーを消費する。実際に、逆昇華蒸発機に放出される混合物は過冷されてい時間、エネルギー生成工程などを考慮してエネルギーを最適化する。

【図面の簡単な説明】

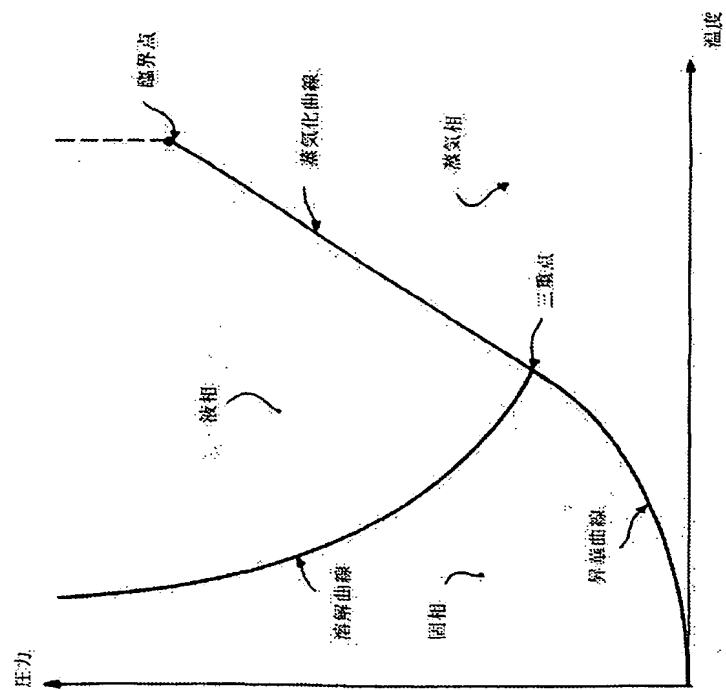
【0153】

【図1】 固体、液体および蒸気相の共存図を圧力温度図で表したものである。

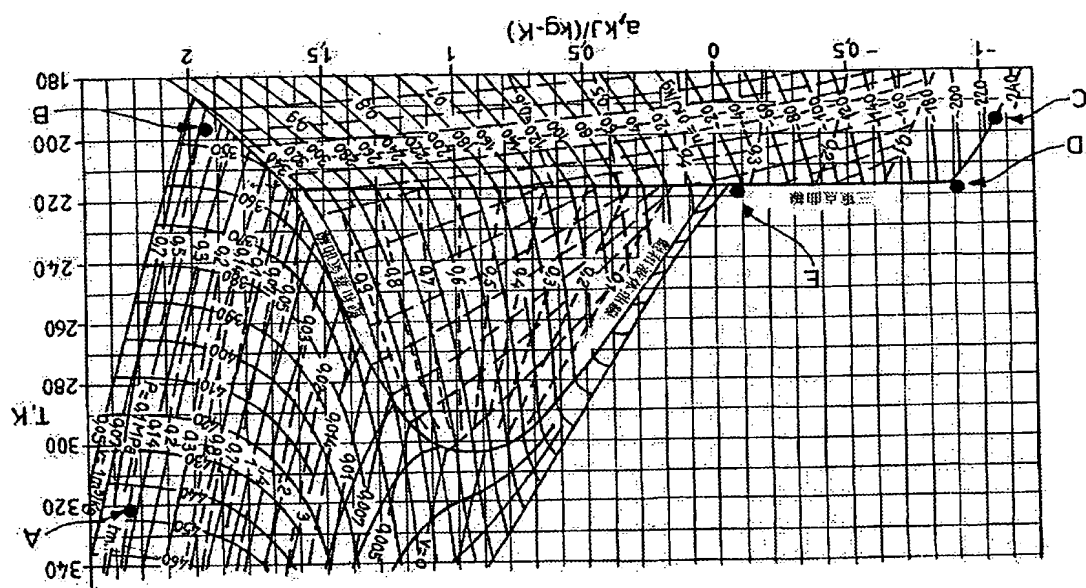
【図2】 CO₂のエントロピー図である。

【図3】 逆昇華によって二酸化炭素を捕捉可能にするシステムを示した図である。


【圖 1】



【圖 2】



WO 02/060561 A1



(14) États-Unis (applicable) : Bureau des brevets (USPTO), 400 ...
S.I. 101 ...
Publié : ...
...
...
...

WO 02/060561

PCT/JP02/060561

PROCESSEUS ET SYSTÈMES D'EXTRACTION DU DIOXYDE DE CARBONE PAR ABSORPTION EN VUE DE SON STOCKAGE

La présente invention concerne un procédé et un système permettant l'extraction (la capture) du dioxyde de carbone par absorption à pression atmosphérique. Elle concerne plus particulièrement un procédé et un système permettant la capture du dioxyde de carbone présent dans les fluides circulant dans les cheminées d'incinération de production d'électricité ou de chaleur ou dans les toitures de déchargement de véhicules de propulsion. Cette capture du dioxyde de carbone est effectuée en vue de son stockage.

Les cheminées de dioxyde de carbone ou CO₂ liées aux combustibles, mais bien des systèmes de chauffage, de production d'énergie électrique ou de propulsion des véhicules, entraînant un accroissement de la concentration atmosphérique en CO₂, constituent une inquiétude dans la long terme. Le Protocole de Kyoto consiste en des engagements des pays signataires pour limiter ces émissions. La maîtrise et l'efficacité énergétique se efforcent plus pour limiter les concentrations de CO₂ à des valeurs acceptables. La capture du gaz carbonique et sa séquestration constituent des objectifs indispensables pour la

WO 02/06041

PCT/FR00/016

2

développement économique et le maintien de communautés auto-suffisantes à un niveau limité de changement climatique.

La présente invention concerne un procédé de capture du gaz carbonique applicable à tout système de combustion. Le

5 procédé selon l'invention présente la caractéristique de ne pas solliciter l'utilisation énergétique des sources de puissance ou des turbines de propulsion ou de production d'électricité

associée au cours de tous systèmes de combustion. La capture du CO₂ selon le procédé d'auto-alimentation à pression atmosphérique

10 ou proche, se fait à accroissement de consommation énergétique nul ou extrêmement faible. On décrit à titre d'exemple la conception du système pour un moteur thermique automobile.

Procédé

15 L'invention concerne un procédé d'extraction du dioxyde de carbone des flux sortants de la combustion d'hydrocarbures dans un appareil destiné notamment à la production d'énergie mécanique. Le procédé selon l'invention

20 comprend l'étape de refroidir ledites flèches à une pression subatmosphérique à la pression atmosphérique à une température telle que le dioxyde de carbone passe directement de l'état

vapeur à l'état solide, et se procède d'auto-alimentation de préférence, l'étape consistant à refroidir ledites

25 flèches à une pression subatmosphérique égale à la pression atmosphérique à une température telle que le dioxyde de carbone passe directement de l'état vapeur à l'état solide, via un

procédé d'auto-alimentation, compris en outre l'étape de refroidir le résidu d'azote et de dioxyde de carbone en

30 fournissant des filigranes au moyen d'une distillation fractionnée d'un mélange de fluides frigorigènes. Cette distillation fractionnée est réalisée à des températures

déterminées, basées, du mélange de fluides frigorigènes selon

WO 02/06041

PCT/FR00/016

3

un cycle comportant une phase de compression et des phases de condensation et d'évaporation successives.

5 La préférence, l'étape consistant à refroidir ledites flèches à une pression subatmosphérique égale à la pression atmosphérique à une température telle que le dioxyde de carbone

10 passe directement de l'état vapeur à l'état solide, via un processus d'auto-alimentation, est suivi d'une étape de fusion du dioxyde de carbone en excèsite fermée. La pression et la

température des ledites excèsites fermées jusqu'au point triple du dioxyde de carbone, au fur et à mesure que le mélange

15 de fluides frigorigènes, ou au sous-refroidissement, agissent sur les ledites excèsites fermées.

La préférence, le mélange de fluides frigorigènes est auto-alimentation :

20 a la fusion du dioxyde de carbone dans ledite excèsite fermée, et

b l'auto-alimentation du dioxyde de carbone circulant, et circuit fermé, dans une excèsite épistérique de la

25 préférence.

La fusion et l'auto-alimentation du dioxyde de carbone sont alternativement réalisées dans l'une et l'autre desdites

30 excèsites ; l'une étant fermée, l'autre étant ouverte.

De préférence, le procédé selon l'invention comprend en outre l'étape de produire le dioxyde de carbone sous forme

35 liquide dans un réservoir, notamment azoïque.

La préférence, l'étape de stocker le dioxyde de carbone sous forme liquide dans un réservoir, notamment azoïque, comprend les étapes suivantes :

40 a l'étape d'apaiser le dioxyde de carbone liquide

b l'étape de ramener la pression dans ledite excèsite

45 fermée à une pression proche de la pression atmosphérique,

c l'étape de transférer le dioxyde de carbone liquide

50 dans ledit réservoir.

1994-1995

01100837L00

2

En fait, le système selon l'invention comprend en outre une seconde rampe percussive sur un circuit denté qui circule en mélange de fluides frigorifiques. La pression de la vapeur dans ladite rampe est maintenue jusqu'à ce que la température dans ladite rampe devienne négative, pour le triple du double de celle, en 2° et à moins que :

- le mélange de fluides frigorifiques, en se sous-refroidissant, apporte des calories dans ladite enceinte froide;

• ledit dioxyde de carbone passe de l'état solide à l'état liquide.

le préférence. Le résidu de l'huile triquimèbre assure successivement la fusion du dioxyde de carbone dans le bain concave fermé et l'anti-oblitération du dioxyde de carbone dissolvant en circuit ouvert dans une machine synthétique de la précédente. La fusion et l'anti-oblitération du dioxyde de carbone sont alternativement réalisées dans l'une et l'autre des machines : l'une étant fermée, l'autre étant ouverte.

De préférence, le synthase selon l'invention comprend en outre des moyens de stockage, notamment un réservoir fixe et/ou amovible pour stocker le dioxyde de carbone sous forme liquide.

De préférence, les moyens de stockage du fluide de carbone sous forme liquide dans un réservoir fixe et/ou amovible comprennent en outre des moyens d'aspiration, notamment une pompe pneumatique. Les moyens d'aspiration :

- aspirant le dioxyde de carbone contenu dans l'air ambiant (aspirateur).

025060249

91003703 E/LD

5

réinjecter l'air à l'air extérieur après extractions successives des vapeurs d'eau et du dioxyde de carbone contenues dans les dites fumées.

De préférence, le système selon l'invention comprend en outre des moyens de transfert pour transférer les trigories contenues dans l'espace rejeté à l'air extérieur aux fondes et transférer ainsi au refroidissement deslites fondes.

De préférence, le système selon l'invention comprend en outre des moyens de récupération de l'énergie électrique disponible dans les dites fusées pour refroidir, sans fourniture d'énergie supplémentaire, les dites fusées jusqu'à la température d'auto-extinction du diélectrique de la pression d'auto-extinction de la pression atmosphérique.

En prévision, les royaumes de décapitation de l'Académie

- des moyens de réchauffage, notamment un échangeur, pour réchauffer et vaporiser de l'eau au moyen d'effluents l'usé du
- et pour produire de la vapeur d'eau sous pression,
- des moyens de détente, notamment une turbine, pour
- obtenir la ledio vapeur d'eau sous pression et produire de l'énergie électrique ou électrique.

De préférence, les moyens pour atteindre les fins fixées à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique à une température telle que le dioxyde de carbone passe directement de l'état vapeur à l'état solide, via un processus d'anti-sublimation comprenant en outre des moyens de refroidissement, notamment des échangeurs, pour maintenir des températures de l'air sous forme liquide à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique.

De référence, un moyen d'extrusion pour extraire des fibres fines tout ou partie de l'eau sous forme liquide à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique, tout en étant un écoulement à air ou à eau.

De préférence, pour extraire l'intégralité des quantités d'eau dissoutes dans les lécithes sèches, les souches

WO 02/06041

PC75B202M016

8

d'extraction comprenant un échangeur frigorifique et/ou un déshydrateur.

Description générale du procédé et du système selon l'invention.

On va maintenant décrire, de manière générale, une variante de réalisation de l'invention. Les gaz d'échappement, appelés aussi fumes, sont composés typiquement du dioxyde de carbone (CO₂), de vapeur d'eau (H₂O) et d'azote (N₂). On trouve aussi des composants en traces comme le CO, les SO_x, des hydrocarbures saturés, etc. L'invention des gaz en traces dans les fumes comprend: des teneurs généralement inférieures à 1 à 2 %.

Le tableau 1 présente les compositions molaires et massiques typiques des fumes à l'échappement, d'un moteur de combustion.

Tableau 1

	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
Composition molaire (%)	12,7	13,7	73,6	9,6
Composition massique (%)	19,5	8,6	71,8	9,1

20

Selon le procédé de la présente invention, les fumes sont refroidies à la fois pour récupérer de l'énergie mécanique et abaisser leurs températures et, pour améliorer la température adiabatique, elles sont ensuite refroidies par un cycle frigorifique à température progressivement basse pour permettre la sublimation du CO₂ à une température tel se situe vers -

WO 02/06041

PC75B202M016

9

40 °C et à une pression qui est de l'ordre de la pression atmosphérique.

La norme anti-sublimation détermine ici un changement de phase direct gaz / solide qui se produit quand la température du gaz condensé est en dessous de celle du point triple. La figure 1 rappelle la norme de coexistence des phases solide, liquide et vapeur dans le diagramme pression-température. Ce diagramme vaut pour tout corps pur. Au-dessus du point triple, les évolutions se font directement entre la phase solide et la phase vapeur. Le passage du solide à la vapeur s'appelle la sublimation. Il n'y a pas de zone de coexistence entre la phase solide et la phase vapeur. Les normes anti-sublimation à été utilisée, dans la présente description, pour décrire le processus direct de la phase vapeur à la phase solide.

Les données thermodynamiques sur les fumes montrent que l'énergie disponible de 800 °C à 50 °C est un peu supérieure à 1 000 kJ / kg. L'exemple décrit montre qu'il est possible de convertir 34 à 36 % de cette énergie thermique en énergie mécanique par un cycle simple de turbine à vapeur ou ml, en prenant un rendement d'alternateur de 0,9, permet de récupérer de 30,5 à 32,5 % d'énergie électrique.

Les équipes selon l'invention ont constaté qu'une part d'un dispositif producteur d'énergie permettant la transformation d'énergie chimique en énergie mécanique et/ou électrique et d'un dispositif consommateur d'énergie constitué par un appareil frigorifique conçu et réalisé intégré. Les gaz d'échappement évoluent thermiquement d'environ + 500 °C à - 90 °C. Au cours de ce refroidissement, les gaz perdent de l'énergie de 800 °C à environ 50 °C, puis consommant de l'énergie de la température adiabatique (par exemple 40 °C) jusqu'à - 70 °C. L'exemple décrit montre que l'énergie disponible est

25

WO 2004/0641 PCT/JP2003/016

d'eau à partir de la mesure de la température des gaz d'échappement à l'entrée et/ou à la sortie de l'échangeur. Le débit des fumées est très variable tout est connu par la connaissance du régime moteur et du débit de carburant. Les données sont disponibles à la fois par le capteur tout moteur et l'électronique de contrôle de l'injection de carburant. Les données permettent de prévoir la gaine du débit d'eau à faire circuler dans le circuit de réfrigération d'urgence. Le premier dans le circuit d'eau étant ajusté en fonction de la température des gaz d'échappement à l'entrée et/ou à la sortie de l'échangeur.

A cette pression d'ébullition, le liquide est devenu transformé en vapeur. La vapeur est elle-même soumise aux tourbillons jusqu'à des températures typiques de 400 °C à 550 °C en fonction du niveau de température disponible des gaz d'échappement. Plus la vapeur est détendue dans le corps de la turbine, il est ainsi possible d'extraire de l'énergie mécanique à partir des fumées. La turbine peut constituer un alternateur électrique, un volant d'inertie ou même directement le compresseur du système frigorifique. La version d'entraînement d'un alternateur électrique dans plus de souplesse selon les différents profils de régime d'un moteur thermique d'un véhicule.

Les données ci après évaluent les quantités d'énergie mécaniques disponibles dans le cas de deux fonctionnements du cycle.

Dans un premier cas, la température de condensation est égale à 40 °C et la température d'ébullition est égale à 310 °C. Dans le deuxième cas, la température de condensation est toujours égale à 40 °C, mais la température d'ébullition est égale à 340 °C. Ici aussi, la vapeur est surchauffée dans le premier cas à 400 °C, dans le deuxième cas à 500 °C. Les

WO 2004/0641 PCT/JP2003/016

significativement, supérieure à l'énergie consommée et permet ainsi, excessivement, d'extraire des fumées la vapeur d'eau, puis le CO₂, ne rejettent à l'atmosphère quasiment de l'azote et des gaz et trace dont les températures de rosée sont inférieures à - 50 °C.

La taille de la turbine à vapeur dépend du débit de l'eau à traiter. Pour un moteur thermique d'urgence, il faut d'une petite turbine produisant une énergie électrique de l'ordre de 3 à 10 kW, selon la puissance et le régime de fonctionnement du moteur thermique lui-même. La vaporisation de l'eau du circuit producteur d'énergie mécanique est effectuée par échange entre un circuit à eau fermé sous pression et la tuyauterie d'urgence. En effet, l'extraction de l'énergie thermique des gaz d'échappement par un circuit à eau permet de limiter la perturbation mécanique sur les gaz d'échappement ou, plus généralement, sur exemple, une turbine à gas fonctionnerait directement sur les fumées. Il est connu que les paramètres de fonctionnement des moteurs diesel ou à essence sont fortement perturbés par les modifications de la pression à l'échappement. Si ces modifications de la pression à l'échappement sont variables de manière significative, elles ont pour effet de modifier l'efficacité énergétique des moteurs. La conception à contre courant de l'échangeur et le très grand débit de la vapeur le long du circuit des fumées permet de refroidir rapidement, dans le cas de l'exemple décrit, la température de condensation est égale à 40 °C. Cette température de 40 °C correspond aux conditions typiques d'un condenseur à air.

Cette eau est soulevée jusqu'à une température de saturation variant entre 110 et 140 °C, à ces températures correspond une pression de saturation dans le fluide variant entre 30 bar et 145 bar environ. Le niveau de pression est ajusté en fonction des conditions de fonctionnement du moteur. Pour ajuster au mieux le niveau de pression, on modifie le débit.

WO 02/06041

PCT/BR99/004

13

est directement rejetée, soit associée à la phase réfrigérante, les tranches sont rejetées. Abandonner la température ambiante, les fuites sont refroidies dans un circuit comportant plusieurs segments d'échange. Elles sont alors amenées à une température 5 inférieure à la température d'auto-sublimation du CO₂ à pression atmosphérique ou proche de la pression atmosphérique.

Dans l'échangeur à air, le premier échangeur de refroidissement de la cascade intégrée, le débit des torons M est modifié puisque la vapeur d'eau qui y est contenue est 20 transportée dans le CO₂ à une concentration molaire de 10-15 %.

Le débit des torons M est maintenant égal au débit des torons N, les deux concentrations des gaz en trace, 15 sont :

$$N_{CO_2} = 0,314 \text{ M}$$

C'est ce nouveau débit entrant N_{CO₂} qui permet de refroidir les torons M dans les différents échangeurs du système frigorifique avant de parvenir aux deux évaporateurs d'auto-sublimation. Les deux évaporateurs d'auto-sublimation ont un fonctionnement alternatif. Les torons M et le fluide frigorigène passent alternativement sur l'un ou l'autre des deux évaporateurs.

Pendant la phase d'auto-sublimation le givre de CO₂ se 25 forme sur les parois internes du circuit de l'échangeur situé dans l'évaporateur d'auto-sublimation. On dépose, après proportionnement un échantillon à la circulation des torons froids. Après un certain temps de fonctionnement sur cet évaporateur, les débits de torons M et N sont égaux, les deux débits de torons M et N sont égaux, les deux débits de torons M et N sont égaux.

WO 02/06041

PCT/BR99/004

12

Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement 5 et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement. Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement. Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement.

Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement. Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement.

Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement. Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement.

Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement. Les données ci-dessus sont choisies pour illustrer différentes conditions d'exploitation des températures des gaz d'échappement et des gaz de refroidissement des gaz d'échappement.

WO 2004/041

PCT/FR2004/016

16

et où le temps de séjour est suffisant pour permettre cette condensation.

Les mélange de fluides frigorigères peuvent effectuer un cycle pour être des mélange ternaire, quaternaire à cinq composants. Les mélange décrits comprennent les compositions du Protocole de Kyoto qui tirent la production et, à terme, l'utilisation des gaz frigorigènes réduisant du chlorure. Ceci implique qu'un OPC (Olivier-Olivier-Olivier), ni le OPC (Olivier-Olivier-Olivier) n'est retenu.

10 Dans les compositions utilisées, bien que plusieurs de ces fluides soient commercialement tout à fait nécessaires pour être utilisés comme fluides de travail dans une cascade.

Indiquée, la Protocole de Kyoto impose aussi des contraintes sur les gaz à fort potentiel de réchauffement global (GPR) global.

15 Les gaz à fort potentiel de réchauffement global (GPR) global sont, de préférence, selon l'invention, et utilise des fluides dont le GPR est le plus faible possible. Les mélange utilisables dans la cascade intégrée selon l'invention, pour effectuer la capture du CO₂ dans les fluides, sont indiqués ci-dessous.

20 20. Les mélange ternaire

Les mélange ternaire peuvent être des mélange de méthane (CH₄), R-132a, soit, en adoptant la nomenclature normalisée (ISO 817) des fluides frigorigères, des mélange R-10/R-144/R-132a. Il est possible de remplacer le R-132a par du butane R-600 ou de l'isobutane R-602a.

25 25. Les mélange quaternaire

Les mélange quaternaire peuvent être des mélange :
de R-52/R-170/R-744/R-132a, ou
de R-52/R-170/R-744/R-600, ou
de R-52/R-170/R-744/R-602a.

30

WO 2004/041

PCT/FR2004/016

17

26 R-50 peut aussi être remplacé par le R-55 mais avec GPR est très élevé (850 kg équivalent CO₂).

27 Les mélange à cinq composants

Les mélange à 5 composants peuvent être réalisés en choisissant 5 de ces composants dans la liste des 4 fluides suivants : R-740, R-50, R-34, R-170, R-744, R-420, R-600a, R-126, dans des proportions adaptées avec des températures critiques respectivement égales, ou températures critiques sont indiquées au tableau 2. On cite à titre d'exemple les

28 28. Les mélange ternaire

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-600, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-602a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

de R-50/R-144/R-170/R-744/R-132a, ou

Tableau 2

usage	remise classification classe	testage (°C)	testage (bar)	essai soléne (g/mol)
de 140	A	- 122,43	44,64	9,74
de 140	C ₁	- 82,4	44,4	6,04
de 140	C ₂	- 45,5	37,4	9,01
de 140	D ₁	1,40	3,77	4,81
de 140	F ₁	2,2	8,3	0,30
de 140	IP + 20	23,5	4,8	5,55
de 140	CD ₁ or	33	6,47	8,12
de 140	IP + 20	42	7,57	8,12

Les deux évapo-condenseurs intermédiaires et les évaporateurs d'anti-sublimation composent les trois étages de température de la cascade intégrée. Ces trois étages fonctionnent tous à la même pression puisqu'ils sont tous raccordés à l'aspiration du compresseur, mais les températures moyennes dans ces trois étages sont typiquement de l'ordre de -10°C , -60°C et -90°C respectivement d'un bout de la cascade à l'autre.

température entre le débit de frigorigènes circulant dans l'entre loupature de chaque des échangeurs.

Les débits au mélange de fluide frigorigène dans les trois "étages" de la cascade étudiée dépendent de la proportion des composants dans les mélanges de fluides frigorigènes. Il existe donc un lien entre composition et niveau de performance de la cascade.

Les données ci-après, fournies à titre d'exemple, concernent un appareil frigorifique à cascade Lukyrow installé en oeuvre en rélance de fluides frigorifiques à cinq composantes dont la composition nominale est la suivante :

• R-50	18
• R-14	76
• R-170	199
• R-744	278
• R-600	504

La proportion entre croiseurs inflammables et non inflammables est telle que le mélange soit un mélange de sécurité non inflammable. La température critique du mélange est de 74,2 °C et sa pression critique de 30 bar.

La proportion des compensés dans le tiers médian critique est la plus élevée, ici le 4-100 et le 4-144, deux majoritaires dans le mélange car leur proportion dans les deux classes intermédiaires permet d'effectuer la dilution des compensés à basse température critique. Les compensés à haute température critique peuvent alors s'évaporer à basse température dans l'atmosphère d'oxygène qui est un gaz inerte stable. L'oxygène est alternatif est l'une des sources de nos températures critiques.

La préférence, les échangeurs dans la cascade sort des échangeurs à contre-courant. Ils permettent d'utiliser les très grands écarts de température entre les entrées et les sorties.

WO 02/06041

PC778026016

20

Il se permet aussi les réductions thermiques entre phase liquide et vapeur à températures différentes.

La décharge de l'unité caprice, M_{cap} , après passage sur l'échangeur d'anti-sublimation est déchargée au débit d'azote, M_{az} , qui représente 0,733 du débit initial M_0 . Ce débit d'azote, dont la température se situe à - 90 °C, circule à contre courant du tube des fumées pour participer au refroidissement du débit de l'azote, M_{az} , puis du débit de l'azote total M_0 . La participation du débit d'azote sortant de l'échangeur d'anti-sublimation au refroidissement des fumées intervient jusqu'à ce que la température de l'azote soit ramené au niveau de la température ambiante. La pression de débit d'azote M_{az} est égale à 733 de la pression initiale du débit M_0 compte tenu des pertes successives de la vapeur d'eau et des vapeurs de CO_2 .

La surpression nécessaire à la circulation est réglée par exemple par un compresseur d'air dont le débit injecté dans le venturi permet l'entretien du débit d'azote.

Cette autre conception consiste à compléter le débit total en sortie de l'échangeur de refroidissement à air afin de permettre une légère surpression qui s'ajoute à la pression atmosphérique tout le long du circuit de circulation des fumées et jusqu'à sa mise à l'air.

Description détaillée du procédé et du système selon l'invention.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront à la lecture de la description d'un exemple de réalisation de l'invention, donnée à titre d'exemple illustratif et non limitatif et de la figure 3 qui représente une vue schématisée d'une variante de réalisation d'un système

25

WO 02/06041

PC778026016

21

permettant de capurer le dioxyde de carbone par anti-sublimation.

On va maintenant décrire la figure 3. Les éléments numérotés sont ceux de la figure 3.

Le schéma ci-dessus schématise les unités de référence numérotées ci-dessus. Il représente la mise en œuvre technique identique portant des références numériques différentes.

Remarque: les références numériques de la figure 3

10

Éléments	Groupes	Numéros
Unité thermique	1	1
Température de sortie du moteur thermique	2	2
Circuit de refroidissement du moteur thermique	3	3
Circuit de refroidissement d'énergie du moteur	4	4
Boîtier de compression d'énergie thermique du moteur	5	5
Boîtier de refroidissement du moteur	6	6
Boîtier de refroidissement du moteur	7	7
Boîtier de refroidissement du moteur	8	8
Boîtier de refroidissement du moteur	9	9
Boîtier de refroidissement du moteur	10	10
Boîtier de refroidissement du moteur	11	11
Circuit de refroidissement	12	12
Température de sortie des fumées de l'échangeur 13	13	13
Température d'entrée des fumées de l'échangeur 14	14	14
Température de l'azote d'entrée (15) 15	15	15
Température de l'azote de sortie (16) 16	16	16
Compresseur frigorifique	17	17

Circulation normal	18
Circuit de refroidissement du condenseur	19
Évaporateur	20
Condensateur	21
Évaporateur n° 1	22
Condensateur n° 1	23
Évaporateur	24
Condensateur n° 2	25
Évaporateur liquide-vapeur n° 1	26
Condensateur	27
Évaporateur séparateur	28
Condensateur sortie gaz	29
Évaporateur	30
Condensateur	31
Évaporateur n° 2	32
Condensateur refroidisseur de l'unité n° 2	33
Évaporateur liquide-vapeur n° 2	34
Condensateur	35
Évaporateur	36
Condensateur	37
Évaporateur	38
Condensateur d'unité d'absorption n° 1	39
Évaporateur d'unité d'absorption n° 2	40
Condensateur n° 1	41
Évaporateur n° 2	42
Condensateur	43
Évaporateur	44
Condensateur de sortie de gaz	45

Vanne 3 voies	46
Vanne 3 voies	47
Évaporateur	48
Condensateur de refroidissement	49
Évaporateur	50
Condensateur refroidisseur	51
Vanne 3 voies	52
Vanne 3 voies	53
Vanne 3 voies	54
Condensateur de sortie à l'air d'absorption	55
Évaporateur	56
Condensateur n° 1	57
Évaporateur	58
Condensateur	59
Évaporateur	60

Les évaporateurs thermiques des unités et leur condensateurs ont été activés au fur et à mesure qu'ils circulent dans le circuit où elles sont refroidies.

Le débit des fluides est la somme de quatre débits :

$$M = M_{\text{eau}} + M_{\text{air}} + M_{\text{vapeur}} + M_{\text{gaz}}$$

où M_{eau} désigne le débit de vapeur d'eau,
où M_{air} désigne le débit de gaz carbonique,
où M_{vapeur} désigne le débit d'acétone,
où M_{gaz} désigne le débit des gaz à l'état de trace.

Les fluides sortent du moteur thermique 1 (du moteur à explosion) par la tuyauterie 2 (tuyauterie de sortie du moteur thermique). Leur température est de 300 °C. L'écoulement qui va être capté par les évaporateurs 6 (évaporateur thermique de refroidissement des fluides) pour s'exprimer en fonction du débit des fluides M :

WO 02/06041 PCT/FR02/0016

24

$Q_{\text{ext}} = \dot{M} (h_2 - h_1)$
où h_1 , h_2 désignent respectivement les enthalpies des fluides à la sortie et à l'entrée de l'échangeur 6.
Les compositions massiques des fluides à la sortie de l'écouleur thermique 1 sont respectivement égales à :

- C_1 , 10,5 %;
- H_1 , 8,6 %;
- N_1 , 71,9 %.

Dans la présente description les gas en lreps ont été négligés.

L'énergie Q_{ext} cédée par les fluides dans l'échangeur 6 est environ égale à 100 kJ/hr. La température des fluides à la sortie de l'échangeur 6 est de 50 °C. Il est possible d'augmenter la puissance Q_{ext} cédée (en fonction de l'écouleur 6) en augmentant la surface d'échange :

$$P_{\text{ext}} = C_{\text{ext}} \Delta T = 1000 \text{ kJ/kg} \times \dot{M} \log 2 = 1000 \text{ W en W.}$$

L'énergie thermique cédée par les fluides dans l'échangeur 6 est transformée de manière connue en sol en énergie électrique. Les fluides cédant leur énergie à l'écouleur 6 sont refroidis dans l'échangeur 6. On les peut alors à l'équilibre à la pression de saturation à 10 °C, soit à 89 bars (ou 140 °C et 145 bars, densité variable de 1450 à 1400 kg/m³) et enfin vers une surface d'échangeur 6. La vapeur surchauffée est décondensée dans une turbine 7 qui utilise dans la variante décrite un alternateur électrique, sans condenseur dans un condenseur 8 (condenseur à air). Le fluide ainsi refroidi est évacué par une pompe 9 à la

WO 02/06041 PCT/FR02/0016

25

pression de 89 bars, (145 bars, dans le cas de la deuxième variante de réalisation). Un maître optionnel, de l'énergie thermique (ou complémentée dans les bilans énergétiques) peut être réinjectée du circuit de refroidissement 3 du réacteur thermique 1. A cet effet, l'échangeur de réchauffement 5 de l'énergie du circuit de refroidissement 3 du réacteur thermique 1 est relié au circuit de réchauffement 4. Les recirculations entre le circuit de réchauffement 4 et le circuit de refroidissement 3 du réacteur thermique 1 ne sont pas impératives. Au delà de la température de condensation est de 40 °C dans le condenseur à air 8. La température de condensation peut varier typiquement de 10 °C à 65 °C, entre l'huile et l'eau dans les pays les plus chauds. L'énergie réchauffée dans le cas d'une température de condensation de la vapeur égale à 10 °C est supérieure à celle réchauffée dans le cas d'une température de condensation égale à 65 °C.

Les tableaux 3 et 4 mentionnent, dans le cas de chaque variante de réalisation, les enthalpies de l'eau liquide ou de la vapeur :

• à l'entrée et à la sortie de l'échangeur 6,

• à la sortie de la turbine 7, et

• à la sortie du condenseur 8 air 8.

Ces quatre valeurs d'enthalpie sont représentatives du rendement énergétique du circuit de réchauffement d'énergie. L'échangeur 6, la turbine 7, le condenseur 8 et la pompe 9 sont reliés par des tuyauteries et constituent le circuit de réchauffement d'énergie thermique des fluides. L'énergie thermique ainsi réchauffée est transformée en énergie mécanique.

Un alternateur 10 couplé à la turbine 7 permet de transformer l'énergie mécanique en énergie électrique.

WO 02/06041

PCT/FR00/0016

Tableau 3

	Température (°C)	Pression (bar)	II (m³/kg)	g (m³/kg)
Régime de l'échangeur 6	45,5	99	177,4	
Sortie de l'échangeur 6	600	99	1096,2	6,2193
Régime de la turbine 7	40	0,074	1915,0	6,2193
Sortie de condenseur 8	40	0,074	187,4	

Tableau 4

Température (°C)	Pression (bar)	II (m³/kg)	g (m³/kg)
Régime de l'échangeur 6	61,5	143	142
Sortie de l'échangeur 6	200	145	1034,8
Sortie de la turbine 7	40	0,074	1989,1
Sortie de condenseur 8	40	0,074	107,4

Les flèches indiquent dans l'échangeur 6 le sens du courant du débit d'eau. La température des flèches varie de

WO 02/06041

PCT/FR00/0016

900 °C à 80 °C tant que la température de l'eau varie de 10 °C jusqu'à 450 °C dans la première variante et jusqu'à 800 °C dans la deuxième variante. Dans le cas de la première variante, la vaporisation a lieu à 310 °C, sous une pression de 99 bars. Dans le cas de la deuxième, la vaporisation a lieu à 340 °C, sous une pression de 145 bars. L'échangeur 6 est donc à la fois un refroidisseur d'eau et un évaporateur.

Dans le cas de la première variante, lorsque la température à la sortie de l'échangeur 6 est égale à 600 °C, lorsque la pression à l'entrée de l'échangeur 6 est égale à 99 bars et lorsque la température de condensation est égale à 40 °C, le régime n° 3 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 4 permet de déterminer l'énergie mécanique, le régime n° 5 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 6 permet de déterminer l'énergie mécanique, le régime n° 7 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 8 permet de déterminer l'énergie mécanique.

15 0,41, l'énergie adiabatique est égale à :

$$10000,2 - 10000,0 \times 0,41 = 999,8 \text{ kJ/kg}$$

Dans le cas de la deuxième variante, lorsque la température à la sortie de l'échangeur 6 est égale à 800 °C, lorsque la pression à l'entrée de l'échangeur 6 est égale à 145 bars et lorsque la température de condensation est égale à 40 °C, le régime n° 1 permet de déterminer l'énergie mécanique, le régime n° 2 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 3 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 4 permet de déterminer l'énergie mécanique, le régime n° 5 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 6 permet de déterminer l'énergie mécanique, le régime n° 7 permet de déterminer l'énergie adiabatique, le régime n° 8 permet de déterminer l'énergie mécanique.

20 0,41, l'énergie adiabatique est égale à :

$$1314,8 - 1312,1 \times 0,41 = 1102,8 \text{ kJ/kg}$$

Dans le cas de la première variante, l'énergie fournie par le circuit des flèches A l'échangeur 6 est égale à :

$$Q_{A1} = 10000,2 - 10000,0 = 2000,2 \text{ kJ/kg}$$

Dans le cas de la deuxième variante, l'énergie fournie par le circuit des flèches A l'échangeur 6 est égale à :

$$Q_{A2} = 1314,8 - 1312,1 = 2,7 \text{ kJ/kg}$$

WO 02/06061

PCT/FR00/0016

28

11 a été précédemment exposé que la puissance thermique P_{th} déduite par les fonderies dans l'échangeur 6, est fonction du débit des fonderies, qui s'écrit :

$$P_{th} = 1000 M_f \text{ exprimé en kW}$$

5 La puissance nécessaire pour extraire l'énergie en fonction du débit des fonderies à partir du rendement du cycle de la turbine :
 L'énergie économique unitaire, définie à ce débit M_f , revient à extraire le rendement en cycle de la turbine en fonction du débit des fonderies soit :

10 d'où le cas 1 : $P_{th} = (688 / 2000 M_f) \times 1000 \times M_f = 344 M$ en MW

dans le cas 2 : $P_{th} = (1120,8 / 312,8) \times 1000 \times M_f = 358,4 M$ en MW

13 Dans le cas de la première et de la deuxième variante du réchauffeur, l'alimentation 10 à un traitement de C.S. la puissance électrique P_{el} obtenue grâce au circuit de récupération d'énergie thermique des fonderies est :

dans le cas de la première variante de réchauffeur égal à :

$P_{el} = 161,5 M$ en MW

20 dans le cas de la deuxième variante de réchauffeur égal à :

$P_{el} = 325,4 M$ en MW

Il est donc possible de récupérer entre 30,5 et 31,5 % d'énergie électrique à partir des fonderies, dès que leur température est inférieure ou égale à 420 °C.

25 On va maintenant décrire les phases de refroidissement successives des fonderies dans les différents échangeurs. Le refroidissement est en 300 °C.

Le refroidissement est une conséquence pour l'acier, un

refroidissement et une atténuation pour le cuivre, pour

comprendre ce sont surtout l'eau liquide et le cuivre, puis

l'acier, le cuivre et la fonte les quantités des débits

WO 02/06061

PCT/FR00/0016

29

moins de ces trois composants et les variations d'énergie la long du circuit de refroidissement des fonderies. C'est-à-dire la long de la tuyauterie 13. Les variations d'énergie sont négatives pour chacun des composants en kW/kg et sont des grandeurs additionnelles de même que les fractions massiques. Les enthalpies du CO₂ sont reportées dans le tableau 5 et sur la figure 2 qui représente, de manière simplifiée, un diagramme température-enthalpie du CO₂ sur ce diagramme.

• Les températures sont exprimées en Kelvin
 • Les enthalpies sont exprimées en kJ/kg.

Le point A est un point représentatif du CO₂ à l'entrée du premier (n° 1) échangeur refroidisseur 25. La pression est de 1 bar, la température est de 50 °C (323 K), l'enthalpie du CO₂ est de 430,8 kJ / kg (voir tableau 5).

15 Le point B est un point représentatif du CO₂ à l'entrée de l'échangeur 11, la température est de 40 °C, l'enthalpie est inférieure au tableau 5.

Le point C est un point représentatif du CO₂ à l'entrée de l'échangeur (n° 3) d'anti-sublimation 39, avant la compression de phase gaz/solide. La pression est de 0,8 bara et la température est de -78 °C (195 K), l'enthalpie est de 349 kJ / kg (voir tableau 5).

20 Le point D est un point représentatif du CO₂ sur la courbe de solidification isobare du CO₂ à -42 °C. La solidification s'opère sur la partie du tube de l'échangeur (n° 3) d'anti-sublimation 39. Le changement de phase complet gaz/solide a demandé une énergie de refroidissement de 548 kJ/kg.

25 Le point E est un point représentatif du CO₂ lors de l'opération de dégivrage par sublimation du CO₂ solide dans

WO 2004/064116
PCT/FR2004/0116

10

l'ensemble de l'évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation de cette opération entre les 2a vuées de la pression par sublimation routine du CO₂ solide ou qui accroit la pression de vapeur jusqu'à 2 bars.

Le point 2 est au point représentatif du CO₂, en fin de fusion du CO₂ à pression constante 5,2 bars. Le CO₂ est donc entièrement liquide au point 2.

Tableau 5

Point	Pression (bar)	Température (°C)	Enthalpie (kJ / kg)
A	1	20 (123 K)	450,8
B	1	40 (112 K)	445
C	0,85	-72 (203 K)	149
D	0,85	-80 (193 K)	-220
E	5,2	-56,5 (216,6 K)	-320
F	5,2	-56,5 (216,6 K)	0

Les bilans énergétiques utilisent les valeurs du tableau 5 qui découlent ci-après.

On va maintenant poursuivre la description de l'évolution du débit des fluides en entrée de l'échangeur de refroidissement des fluides 11 et expliciter le schéma de capture de la vapeur d'eau ainsi que la consommation d'énergie qui y est associée.

Le tableau 6 expose les variations de températures, d'enthalpie et de fractions massiques aux extrémités des échangeurs et des courbes de températures les reliant. Le schéma de la variation du débit en fonction des capteurs successifs des vapeurs d'eau, puis de CO₂, en indiquant la quantité

WO 2004/064116

11

l'énergie utilisée un diagramme schématisé. La température 11 des fluides et la température 22 de vapeur à l'entrée de l'échangeur de refroidissement en entrée de l'échangeur de refroidissement de l'extrémité. Les températures de l'extrémité 11 et 22 ainsi que les débits 11, 22, 33, 44 et 55 sont des données de l'ensemble.

Paramètre	Entrée	Sortie	Pression	Température	Enthalpie	Pression	Température	Enthalpie	Pression	Température	Enthalpie
11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33
44	44	44	44	44	44	44	44	44	44	44	44
55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55

PCT/FR2004/0116

WO 02/06461

PCT/FR02/0016

31

La refroidissement des fûts dans l'échangeur 11 se fait à 40 °C avec condensation partielle de l'eau résiduelle une puissance de 100 M W, dans l'ensemble l'unité de l'eau résiduelle à se condenser dans est échangeur de refroidissement des fûts 11. Pour d'autres conditions de température ou due à la présence de composés traces qui modifient la température de rosée de l'eau, la condensation de l'eau peut commencer dans l'échangeur 6. En effet, la température du point de rosée d'eau se situe vers 30 °C pour une concentration massique d'eau dans les fumées de 0,6 t. Le débit des fumées, en sortie de l'échangeur 11 est égal à 0,964 M. La fraction massique d'eau est passée de 0,6 t à 0,4 t. L'échangeur 11 est conçu pour permettre une évacuation des condensats 5 sans par la température 31. La température 14 en l'air l'échangeur 11 du réservoir collecteur d'eau 15.

Les fûts dans la tuyauterie 13 sont refroidis par la tuyauterie 55 de la sortie de l'échangeur 11 jusqu'à l'entrée de l'échangeur 25. Ces tuyaux de tuyauterie sont en outre isolés thermiquement de l'extérieur.

Précisons le mode d'échange entre les 2 tuyauteries 13 et 35, elles sont en contact thermiquement efficace, pour chaque tronçon de liaison qui relie les 2 tuyauteries 13 entre les échangeurs 11, 21, 31 et 39 et 43. On a traversé ces tronçons de tuyauteries échangeur et la fréquence du débit d'eau dans la tuyauterie 35 refroidit le débit des fumées 6 circulant, 6 entrant dans la tuyauterie 11. Le tableau 6 indique la variation d'enthalpie du débit d'eau dans la tuyauterie 55 pour chaque des 2 tronçons entre les échangeurs 19 ou en m. l'échangeur 13, puis entre l'échangeur 33 et l'échangeur 25 et enfin entre l'échangeur 25 et l'échangeur 11.

WO 02/06461

PCT/FR02/0016

32

La variation d'enthalpie du débit d'eau de 5,7106 J/kg/K est la même avec une efficacité d'échange de 0,9 m. Le débit des fûts circulant dans la tuyauterie 13 est donc de 3 tonnes d'échangeurs précédents. L'énergie cédée par le débit d'eau entre les échangeurs 11 et 21 est de 26,2 M W. Elle sert à la fois à refroidir une partie de la vapeur d'eau qui est réduite à 4,2 t et à refroidir le débit des fûts jusqu'à 16,5°C à l'entrée de l'échangeur 25.

A la sortie de l'échangeur 25, le débit des fûts est à une température de 1 °C ce qui nécessite une puissance frigorifique de 10 M W pour l'échangeur 25 pour permettre un refroidissement de la température des fûts et la condensation de la vapeur d'eau résiduelle.

La température des fûts est réduite à 1 °C pour éviter le givage de l'eau résiduelle dans les fûts. La sortie et la conception du premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25 permet de assurer une déshumidification poussée du débit des fûts. Typiquement, il reste moins de 0,05 t d'eau en vapeur dans les fûts à la sortie du premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25.

La tuyauterie de l'air 13 est en communication avec la chambre interne du premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25. L'eau résiduelle des fûts lors de son passage dans le premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25 est récupérée dans la chambre interne. Elle est ensuite transférée au réservoir collecteur d'eau 15 par la tuyauterie 15 d'évacuation d'eau du premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25. Les fûts arrivent au premier (n° 1) évaporateur refroidisseur 25 par un iderfugeur 54 qui assure l'assèchement complet des fûts. Le débit massique unitaire des fûts, soit $M_{fûts}$, est égal à 0,914 du débit M sortant du réacteur chimique 1. En effet, 0,48 du

WO 02/06401

PCT/FR00/0016

34

dit, mais est été capturé sous forme d'un liquide dans l'échangeur de refroidissement des Ambrés 13. Dans l'échangeur constitué par les tronçons du tuyau Ambré 13 et 14 se connecte, donc, le premier (n°1) évaporateur refroidisseur 25 et dans la

5 déchargeur 55.

Le débit d'azote circule dans la tuyauterie 30 jusqu'à une puissance frigorifique de 14 K (en se tronçant à l'Ambré 13) qui s'ajoute à l'échangeur 25 à 33 et refroidit le

10 débit résiduel des fluides \dot{m}_{res} d'azote et de CO₂ jusqu'à une température de 14°C à l'entrée de l'échangeur 31.

Dans la section (n°2) l'évaporateur refroidisseur 33, une puissance frigorifique de 1,4 K est fournie et le débit résiduel \dot{m}_{res} d'azote et de CO₂ est refroidi jusqu'à une

15 température de -30 °C.

Cette température de refroidissement entre les tuyauteries 13 et 33, le débit résiduel \dot{m}_{res} passe dans 1 m des deux évaporateurs d'anti-sublimation (n°1) 39 ou (n°2) 40 à une température de l'ordre de -72 °C sur la tuyauterie 55 à l'entrée

20 une puissance frigorifique de 47 K (n°1).

La forme et la conception des deux évaporateurs d'anti-sublimation (n°1) 39 ou (n°2) 40 permettant un temps de séjour long des gaz, le débit résiduel des fluides \dot{m}_{res} est

25 refroidi jusqu'à anti-sublimation du CO₂ ce qui demande une puissance frigorifique de 15,9 K (en n°1). Le CO₂ est ainsi capturé par anti-sublimation à une température de l'ordre de -

30 °C à la pression de 0,05 bars absolu ou de -70,6 °C à la pression d'un bar dans l'évaporateur d'anti-sublimation 39 ou 40 tandis que le débit d'azote résiduel noté \dot{m}_{az} est refroidi jusqu'à -30 °C, puis est acheminé vers l'échangeur à l'entrée

30 la tuyauterie 55 qui échange en contre courant avec la tuyauterie 13.

WO 02/06401

PCT/FR00/0016

35

On détermine l'évolution énergétique du CO₂ dans l'évaporateur d'anti-sublimation (n°1) 39 où il entre à une

5 température d'entrée de -72 °C et une enthalpie de 349 kJ/kg (point C tableau 5 et figure 2). Le changement de phase vapeur - solide complet (anti-sublimation) s'effectue sur la tubé de l'évaporateur d'anti-sublimation (n°1) 39, le CO₂ évolue jusqu'au point D (tableau 5 et figure 2), son enthalpie est de -

228 kJ/kg.

La puissance frigorifique, exprimée en kW, se traduit 10 du débit des fluides, est de

$$149 - (-228) \times 0,195 \text{ M} = 112,5 \text{ K}$$

pour décrire dans le déchargeur (n°1) 41, le fluide frigorifique passe dans l'évaporateur d'anti-sublimation (n°2)

42 qui est en phase de décharge. Le fluide frigorifique échange

15 ainsi l'énergie de fusion du CO₂ (1,67 kJ/kg) température courante, sur le diagramme de la figure 2, se passe du point D (CO₂ solide à 0,05 bars) au point F (CO₂ liquide à 0,2 bars). La variation d'enthalpie brute est de 248 kJ/kg. Dans le cas de la

20 variante de réalisation décrite, l'efficacité de transfert des échanges est de 90 %. Par conséquent, l'énergie requise est égale à 205 kJ/kg. La puissance frigorifique requise en fonction du débit total M de fluides est de 40 K, exprimé en K :

$$205 \times 2,115 \text{ M} = 40 \text{ K}$$

En tenant compte de la récondensation d'énergie du 25 déchargeur du CO₂ par le fluide frigorifique liquide, l'anti-sublimation de CO₂ à une température d'évaporation de -30 °C (1) peut être obtenue à 10 °C entre le fluide frigorifique et le CO₂ vapeur ou solide pour donner le CO₂ sa densité qu'une

puissance frigorifique de :

$$(112,5 - 40) \text{ K} = 72,5 \text{ K (équivalente en kW)}$$

30

WO 02/06041 PCT/FR00/0016

34

On a vu que les puissances électriques exprimées en kW ou J/s pour réchauffer dans le cas des variantes de réalisation précédemment décrites sont respectivement égales à 204,5 W et 310,4 W. Afin d'être représentative à la puissance électrique de réchauffage que doit fournir le compresseur pour produire la puissance frigorifique, on effectue également la fonction du débit de masse \dot{m} , la puissance électrique de compression est de l'ordre de 50 W.

On peut ajouter ce bilan énergétique en produisant à une température élevée sur la puissance électrique de réchauffage que doit fournir le compresseur pour produire la puissance frigorifique dans l'additif à cette estimation il faut prendre en compte le fait que dans l'additif le coefficient de performance varie avec la température. Le coefficient de performance est le rapport de la puissance frigorifique P_{ref} à la puissance électrique fournie par le rétro-compresseur P_{rc} :

$$COP = P_{ref} / P_{rc}$$

Compte tenu du fait que des puissances frigorifiques vont être obtenues à différents niveaux de température : - 5° C, - 10° C, - 20° C, il est indispensable d'utiliser un loi typique de variation du coefficient de performance en fonction de la température.

La manière la plus simple d'exprimer cette loi est de l'exprimer en fonction du coefficient de performance de Carnot. Le coefficient de performance de Carnot représente la performance idéale des machines frigorifiques et se calcule uniquement en fonction des températures de condensation (T_{cond}) et d'évaporation (T_{evap}) selon la formule :

$$COP_{Carnot} = T_{evap} / (T_{cond} - T_{evap})$$

Les températures étant exprimées en Kelvin. On les trouve par l'analyse des machines réelles pour s'exprimer par :

WO 02/06041 PCT/FR00/0016

37

$COP = 12,15 \times 10^{-3} T + 0,293$ COP_{nom}
Le tableau 7 ci-dessous donne les COP suivant les températures d'évaporation.

Tableau 7

T (°C)	T (K)	$12,15 \times 10^{-3} T + 0,293$	COP Carnot	COP
-20	243	0,60	1,4	0,58
-10	263	0,48	2,13	1,05
-5	268	0,45	2,81	1,53
-15	258	0,36	3,47	1,9
-5	268	0,45	5,95	3,97

Ce tableau permet de calculer la puissance électrique consommée par le compresseur selon le niveau de température auquel la puissance frigorifique est fournie. Les coefficients de performance permettent de calculer la puissance consommée par le compresseur pour fournir la puissance frigorifique (avec différents échangeurs).

La puissance frigorifique fournie à l'échangeur 21, pour refroidir les Enkes à 0° C, est fournie à - 5° C. Comme la puissance frigorifique à fournir est égale à 128 W (tableau 6) et comme le coefficient de performance est de 3,57 (tableau 7), la puissance électrique consommée par le compresseur est égale à 128 W / 3,57 = 36,0 W en MW.

La puissance frigorifique fournie au deuxième échangeur refroidisseur de l'additif est fournie à - 15° C. Comme la puissance frigorifique à fournir est égale à 5,4 W (tableau 6) et que le coefficient de performance est de 1,9 (tableau 7), la puissance électrique consommée par le

PCT/BR2004/016

WO 02/06041

39

- * R-90 (1 %)
 * R-12 (3 %)
 * R-170 (12 %)
 * R-744 (27 %)
 * R-600 (50 %).

La pression d'aspiration est de 1,7 bar. La pression de condensation, pour une température de sortie du condenseur de 40 °C, est de 22 bar. Le condenseur frigorifique partiel 19 est refroidi par un circuit de refroidissement 19 (la circuit de refroidissement du condenseur frigorifique partiel). Dans le circuit de refroidissement 19 circule de l'eau ou de l'air.

Le condenseur frigorifique partiel 19 est un échangeur de phase liquide et gazeuse du débit total de frigorigènes entrant (ici après débrayage R1). Le débit en phase gazeuse frigorifique partiel 19 par la tuyauterie 20. Le débit liquide frigorifique partiel 19 sort en bas (en grec), par la tuyauterie 21. Les liquides sont dirigés en bas du condenseur frigorifique partiel 19 du fait de la gravité.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

PCT/BR2004/016

WO 02/06041

38

compresseur est de 1,7 bar. La pression de condensation, pour une température de sortie du condenseur de 40 °C, est de 22 bar. Le condenseur frigorifique partiel 19 est refroidi par un circuit de refroidissement 19 (la circuit de refroidissement du condenseur frigorifique partiel). Dans le circuit de refroidissement 19 circule de l'eau ou de l'air.

Le condenseur frigorifique partiel 19 est un échangeur de phase liquide et gazeuse du débit total de frigorigènes entrant (ici après débrayage R1). Le débit en phase gazeuse frigorifique partiel 19 par la tuyauterie 20. Le débit liquide frigorifique partiel 19 sort en bas (en grec), par la tuyauterie 21. Les liquides sont dirigés en bas du condenseur frigorifique partiel 19 du fait de la gravité.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

Le débit liquide frigorifique (ici après débrayage R1) se refroidit dans l'échangeur (n° 1) liquide-vapeur 26. Ce débit liquide est environ 40 % du débit total de frigorigènes (n° 1). Le débit liquide frigorifique est riche dans les composants les plus lourds, c'est-à-dire du R-600 et le R-744, et se dirige dans le condenseur 24 à la pression d'évaporation de 1,7 bar. Le débit

liquide frigorifique descendu s'évapore successivement dans le premier (n° 1) échangeur-condenseur 27 puis dans le premier (n° 1) échangeur refroidisseur de fluides 28 où l'évaporation s'achève. Le débit fluide frigorifique (ici après débrayage R1) est entièrement reporté vers le collecteur d'aspiration du compresseur 29 par la tuyauterie 27.

WO 02/06041

PCT/FR02/0016

43

Le débit gazeux (Métal), sortant en tête du condenseur partiel 18, représente les aires 35 à du débit total de l'hydrogène (H₂). Le débit gazeux (Métal) va se condenser partiellement dans le premier (n° 1) évaporo-condenseur 22. Ce débit (Métal) devenu diphasique (liquide-vapeur) à la sortie du premier (n° 1) évaporo-condenseur 22 va se séparer en phases liquide et vapeur indépendantes dans le réservoir séparateur 28. Le débit phase vapeur (Métal) sort en tête du réservoir séparateur 28 par la tuyauterie 35. Le débit liquide (Métal) sort en pied du réservoir séparateur 28. Le débit gazeux (Métal) sortant en tête du condenseur partiel 18, a été ainsi séparé en deux débits : un débit gazeux (Métal) représentant 60 à du débit entrant (Métal) et un débit liquide (Métal) représentant 40 à du débit entrant (Métal). Le débit en phase gazeuse (Métal) entrant du réservoir séparateur 28 par la tuyauterie 35 va entièrement se condenser dans le deuxième (n° 2) évaporo-condenseur 22. Le débit (entièrement liquide (Métal)) s'évapore alternativement dans les évaporateurs (n° 1) ou (n° 2) d'anti-sublimation 39 ou 40.

La condensation, dans le deuxième (n° 2) évaporo-condenseur 22, du débit en phase gaz (Métal) sortant du réservoir séparateur 28 a été effectuée par l'évaporation partielle du débit liquide (Métal) sortant en pied du réservoir séparateur 28 et après que ce débit liquide (Métal) se soit détaché dans le débiteur 31. Le débit liquide (Métal) arrive sous évaporation dans l'évaporateur refroidisseur de vapeur 31. Le débit liquide (Métal) entièrement vaporisé obéit à l'écoulement dans le deuxième (n° 2) échangeur liquide vapeur 34 puis rejoint le collecteur d'aspiration du compresseur 11 par la tuyauterie 32.

WO 02/06041

PCT/FR02/0016

41

Le débit liquide (Métal) passe par la première (n° 1) vanne trois voies 37. Cette vanne est ouverte sur la tuyauterie 38 et sur l'entrée sur la tuyauterie 44. Le débit liquide (Métal) se sous-refroidit dans le deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40 qui sert d'échangeur de chaleur réciproquement lors de sa phase de dégivrage de l'U. Le débit (Métal), sous-refroidi, est ensuite détaché dans le premier (n° 1) débiteur 31. Puis, il s'évapore dans le premier (n° 1) évaporateur d'anti-sublimation 39.

Le débit de vapeur de réfrigérant (Métal) sortant du premier évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39 passe par le deuxième (n° 2) vanne trois voies 46 et rejoint le compresseur frigorifique 37 via la tuyauterie de retour de gaz 45. Ce débit (Métal) représente 20 à survenant du débit total de réfrigérant (Métal) agité par le compresseur frigorifique 37.

Lorsque le fonctionnement du premier évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39 est alterné avec celui du deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40, la première (n° 1) vanne trois voies 37 commue, via la tuyauterie 44, la circulation du fluide réfrigérant liquide vers le premier évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39 et 11 est sous-refroidi. Le fluide réfrigérant se détache ensuite dans le débiteur (n° 2) 42. L'évaporation se fait dans le deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40 puis réfrigère, via la vanne trois voies 46 et la tuyauterie 45 le compresseur frigorifique 37.

On va maintenant décrire la circulation du fluide réfrigérant dans les deux évaporateurs d'anti-sublimation 39 et 40. Les évaporateurs d'anti-sublimation fonctionnent alternativement, lorsque l'un est effectivement un évaporateur.

WO 02/06041

PCT/FR02/00116

12

L'unité est un échangeur de sous-refroidissement et vice-versa. Dans le cas où l'évaporateur s'effectue dans la première évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39, la première (n° 1) vaine trois voies 37 est ouverte, le mélange de frigorigènes peut circuler dans la tuyauterie 38 mais ne peut pas circuler dans la tuyauterie 44.

Dans le cas de fluide double, les fluides peuvent de dériver dans la deuxième (n° 2) d'évaporateur dans la première évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39 à une température comprise d'environ -100 °C jusqu'à une température de l'ordre de -70 °C en sortie.

Dans le cas de fluide double, les fluides peuvent de dériver (n° 2) évaporateur refroidisseur de fluide 33 peuvent par le quatrième (n° 4) vaine trois voies 31 pour aller dans la première évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39. Dans ce cas de fluide, les fluides ne vont pas dans la deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40.

Les fluides se refroidissent de leur température d'entrée qui est d'environ -72 °C jusqu'à la température d'anti-sublimation du CO₂ qui est égale à -78,6 °C, soit égale à -80 °C, c'est-à-dire que la pression dans la première évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39 est respectivement de 1 bar abs. ou de 0,85 bar abs. Une fois cette température atteinte, le CO₂ se dirige, à l'inducteur du premier évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39, sur la première entrée de la tuyauterie dans laquelle circule le mélange de frigorigènes.

Avant de pénétrer dans la première évaporateur (n° 1) d'anti-sublimation 39, le liquide frigorigène entre aux alentours de -45 °C dans la deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40, qui fonctionne en échangeur de sous-

WO 02/06041

PCT/FR02/00116

13

refroidissement. Le liquide frigorigène se sous-refroidit de -43 °C jusqu'à -79 °C en début de cycle de chauffage du CO₂, et seulement de -43 °C jusqu'à -59 °C en fin de cycle de refroidissement du CO₂. Pendant le dégivrage, le CO₂ liquide s'accumule en partie dans la deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40. Avant de faire fonctionner la fonction de deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40 en mode évaporateur et à la fin de la liquéfaction du CO₂, la troisième (n° 3) vaine trois voies 47 est ouverte. Il est ainsi possible d'aspirer le CO₂ liquide au moyen de la pompe 48 (la pompe d'aspiration du CO₂ liquide). La pompe 48 est par exemple une pompe pneumatique électrique permettant d'aspirer aussi bien du liquide que du gaz. La pompe 48 transvase le CO₂ liquide dans le réservoir de stockage 49, puis aspire les vapeurs de CO₂ s'accumulant à de l'entrée jusqu'à remplir l'inducteur gazeux du deuxième évaporateur (n° 2) d'anti-sublimation 40 à la pression de fonctionnement, soit 0,85 bar abs. soit 1 bar abs., selon l'option technique choisie pour la circulation des fluides. Pour des raisons pratiques, en particulier pour les véhicules, un

réservoir amovible 51 est connecté au réservoir de stockage 49. La pompe 48 (la pompe de remplissage du réservoir amovible) permet le remplissage du réservoir amovible 51 à partir du réservoir de stockage 49. La vaine 52 permet l'équilibrage des pressions entre les deux réservoirs 49 et 51 et notamment, la vaine amovible 53 permet le transport du CO₂ contenu, dans le réservoir amovible 51, vers le réservoir de stockage 49 qui a été rempli.

On va maintenant décrire la circulation de l'écoulement du premier (n° 1) évaporateur d'anti-sublimation 39. Les vapeurs d'écoulement passant par la cinquième (n° 5) vaine trois

voies d'écoulement passant par la cinquième (n° 5) vaine trois

WO 02/0641

PTT802M016

deux côtés à l'atmosphère. La solution représentée à la figure 3 est celle d'un compresseur à air 57 traversant un flux d'air pur à l'atmosphère 58. La tuyauterie d'aspiration du venturi au col d'un venturi 59 permet l'aspiration du débit d'azote à une pression de l'ordre de 0,65 bar et introduisant l'azote d'air dans la système. Cette solution présente également l'inconvénient de créer un déjaugé d'azote et d'oxygène à la sortie du venturi.

Une autre solution, non représentée sur la figure 3, est de mettre en place un compresseur à faible débit de pression, de type soufflants, à la sortie de l'échangeur de refroidissement des fumées 11, dans la tuyauterie de fumées 13 pour créer la aspiration qui permet la création d'un mélange de débit d'azote ou du débit d'azote additionné des composants créés à la sortie de la tuyauterie de mise à l'air d'azote 35.

Si les teneurs des composants traces et en particulier celles de l'oxyde de carbone CO et de certains hydrocarbures légers sont non négligeables, les flux d'azote et des composants légers peuvent être réintégrés dans un mélange avec un débit additionnel d'air adéquat pour créer un mélange combustible dit "poivre". Le maintien de ce mélange combustible est nécessaire à la combustion des polluants et à l'accroissement de l'efficacité énergétique d'un réacteur thermique jusqu'à cet effet.

Un autre cas, pendant le déjaugé du CO, sur l'échangeur d'anti-sublimation en fonctionnement, la température varie entre - 80 et - 95 °C. Cette variation importante de la température peut être utilisée pour la régulation de l'alimentation des deux évaporateurs d'anti-sublimation. En effet, lorsque la température de - 95 °C est atteinte tous les déjaugés du CO, on peut considérer que le CO est purifié entièrement et

PTT802M016

voies 54, puis rejoindre la tuyauterie de mise à l'air de l'azote 55. La cloquette (n° 8) ferme trois voies 54 et en conséquence, en cas, la tuyauterie de mise à l'air de l'azote 55 soit avec le premier (n° 1) évaporateur d'anti-sublimation 39, soit avec le deuxième (n° 2) évaporateur d'anti-sublimation 40.

Si, lors du déjaugé, la pression remonte par sublimation du CO dans les évaporateurs d'anti-sublimation 39 et 40 qui sont alors en circuit fermé. A la température d'équilibre du point triple, la pression est égale à 5,2 bar. A cette pression le CO passe de l'état solide à l'état liquide.

La débit d'azote N₂ dans la tuyauterie de mise à l'air de l'azote 35, ne représente plus que 71,9 % du débit venant de l'air des fumées. La pression de l'azote sera donc égale à 0,65 bar, nous tenir compte d'une petite de charge, si des gaz en trace.

La tuyauterie 2 de sortie du réacteur thermique 1, la tuyauterie de fumées 13 et la tuyauterie de mise à l'air de l'azote 35 sont en communication, elles constituent un même circuit.

L'alimentation de l'air dans l'échangeur de refroidissement des fumées 11, dans le premier (n° 1) évaporateur refroidisseur des fumées 25 et dans la déshydrateur 36 entraînerait une diminution de la pression dans la tuyauterie

2, 13, 35, et collectif s'était pas compensée l'air atmosphérique présentait dans l'épave technique par la tuyauterie 35 de mise à l'air de l'azote. De même, l'anti-sublimation du CO dans les évaporateurs d'anti-sublimation 39 et 40 entraînerait une nouvelle diminution de la pression. Cette baisse de pression doit être compensée pour que l'azote puisse

WO 02/06041

PCT/FR02/0014

46

phase liquide, on peut alors entretenir la phase de l'évaporation de CO₂ liquide pour le transférer dans le réservoir de stockage 49. Il est alors possible, au moment des pressions dans le volume inférieur de l'évaporateur au régime de CO₂ de réaliser le processus de vidage, puis de recommencer le cycle en faisant évaporer le frigorigène dans cet évaporateur d'auto-alimentation préalablement vidé de son CO₂ liquide. De sorte que ces deux cycles, lorsque aucun évaporateur n'est givé, le système de compression en cascade intégrée fonctionne plus d'urgence. En effet, le mélange qui se détend dans l'évaporateur s'évapore sublimation pour son sous-refroidissement. L'évaporateur s'évapore prend en compte les corps de refroidissement les plus probables du moteur, du processus de production d'urgence, etc. pour faire le système des alimentations entre les deux évaporateurs.

15

20

WO 02/06041

PCT/FR02/0014

47

ANNEXES

1. Procédé d'extraction du diépoxy de cation des farines, principalement de la composition d'hydrocarbure dans un appareil destiné notamment à la production d'urgence électrique /

Le dit procédé comportant l'étape de refroidir les diépoxy à une pression, notamment égale à la pression atmosphérique, à une température telle que le diépoxy de cation passe directement de l'état vapeur à l'état solide via un processus d'auto-alimentation /

Le dit procédé étant caractérisé en ce qu'il, pour refroidir le mélange d'acide et de diépoxy de cation : /

en fournit des frigorigènes au moyen d'une distillation fractionnée, à des températures décroissantes, d'abord, d'un mélange de fluides frigorigènes selon un cycle frigorifique une phase de compression et des phases de condensation et d'évaporation successives.

2. Procédé selon la revendication 1, l'étape consistant à refroidir les diépoxy solides à une pression atmosphérique, égale à la pression atmosphérique à une température telle que le diépoxy de cation passe directement de l'état vapeur à l'état solide via un processus d'auto-alimentation sans suite :

— d'une dans un flux de diépoxy de cation en chambre fermée ; la pression et la température dans ladite chambre fermée évoluent jusqu'au point triple du diépoxy de cation, au fur et à mesure que le mélange de fluides frigorigènes, en se sous-refroidissant, apporte dans ladite chambre des calories.

3. Procédé selon la revendication 2, le dit procédé étant tel que le mélange de fluides frigorigènes se sous-refroidissent la fusion du diépoxy de cation dans ladite chambre fermée et l'auto-alimentation du diépoxy de cation circulant en circuit ouvert dans une chambre supérieure de la chambre ; le flux de l'auto-alimentation du diépoxy de

WO 02/06241

WO 02/06241

PCT/FR02/0016

PCT/FR02/0016

39

14

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

70

75

80

85

90

95

100

105

110

115

120

125

130

135

140

145

150

155

160

165

170

175

180

185

190

195

200

205

210

215

220

225

230

235

240

245

250

255

260

265

270

275

280

285

290

295

300

305

310

315

320

325

330

335

340

345

350

355

360

365

370

375

380

385

390

395

400

405

410

415

420

425

430

435

440

445

450

455

460

465

470

475

480

485

490

495

500

505

510

515

520

525

530

535

540

545

550

555

560

565

570

575

580

585

590

595

600

605

610

615

620

625

630

635

640

645

650

655

660

665

670

675

680

685

690

695

700

705

710

715

720

725

730

735

740

745

750

755

760

765

770

775

780

785

790

795

800

805

810

815

820

825

830

835

840

845

850

855

860

865

870

875

880

885

890

895

900

905

910

915

920

925

930

935

940

945

950

955

960

965

970

975

980

985

990

995

1000

1005

1010

1015

1020

1025

1030

1035

1040

1045

1050

1055

1060

1065

1070

1075

1080

1085

1090

1095

1100

1105

1110

1115

1120

1125

1130

1135

1140

1145

1150

1155

1160

1165

1170

1175

1180

1185

1190

1195

1200

1205

1210

1215

1220

1225

1230

1235

1240

1245

1250

1255

1260

1265

1270

1275

1280

1285

1290

1295

1300

1305

1310

1315

1320

1325

1330

1335

1340

1345

1350

1355

1360

1365

1370

1375

1380

1385

1390

1395

1400

1405

1410

1415

1420

1425

1430

1435

1440

1445

1450

1455

1460

1465

1470

1475

1480

1485

1490

1495

1500

1505

1510

1515

1520

1525

1530

1535

1540

1545

1550

1555

1560

1565

1570

1575

1580

1585

1590

1595

1600

1605

1610

1615

1620

1625

1630

1635

1640

1645

1650

1655

1660

1665

1670

1675

1680

1685

1690

1695

1700

1705

1710

1715

1720

1725

1730

1735

1740

1745

1750

1755

1760

1765

1770

1775

1780

1785

1790

1795

1800

1805

1810

1815

1820

1825

1830

1835

1840

1845

1850

1855

1860

1865

1870

1875

1880

1885

1890

1895

1900

1905

1910

1915

1920

1925

1930

1935

1940

1945

1950

1955

1960

1965

1970

1975

1980

1985

1990

1995

2000

2005

2010

2015

2020

2025

2030

2035

2040

2045

2050

2055

2060

2065

2070

2075

2080

2085

2090

2095

2100

2105

2110

2115

2120

2125

2130

2135

2140

2145

2150

2155

2160

2165

2170

2175

2180

2185

2190

2195

2200

2205

2210

2215

2220

2225

2230

2235

2240

2245

2250

2255

2260

2265

2270

2275

2280

2285

2290

2295

2300

2305

2310

2315

2320

2325

2330

2335

2340

2345

2350

2355

2360

2365

2370

2375

2380

2385

2390

2395

2400

2405

2410

2415

2420

2425

2430

2435

2440

2445

2450

2455

2460

2465

2470

2475

2480

2485

2490

2495

2500

2505

2510

2515

2520

2525

2530

2535

2540

2545

2550

2555

2560

2565

2570

2575

2580

2585

2590

2595

2600

2605

2610

2615

2620

2625

2630

2635

2640

2645

2650

2655

2660

2665

2670

2675

2680

2685

2690

2695

2700

2705

2710

2715

2720

2725

2730

2735

2740

2745

2750

2755

2760

2765

2770

2775

2780

2785

2790

2795

2800

2805

2810

2815

2820

2825

2830

2835

2840

2845

2850

2855

2860

2865

2870

2875

2880

2885

2890

2895

2900

2905

2910

2915

2920

2925

2930

2935

2940

2945

2950

2955

2960

2965

2970

2975

2980

2985

2990

2995

3000

3005

3010

3015

3020

3025

3030

3035

3040

3045

3050

3055

3060

3065

3070

3075

3080

3085

3090

3095

3100

3105

3110

3115

3120

3125

3130

3135

3140

3145

3150

3155

3160

3165

3170

3175

3180

3185

3190

3195

3200

3205

3210

3215

3220

3225

3230

3235

3240

3245

3250

3255

3260

3265

3270

3275

3280

3285

3290

3295

3300

3305

3310

3315

3320

3325

3330

3335

3340

3345

3350

3355

3360

3365

3370

3375

3380

3385

3390

3395

3400

3405

3410

3415

3420

3425

3430

3435

3440

3445

3450

3455

3460

3465

3470

3475

3480

3485

3490

3495

3500

3505

3510

3515

3520

3525

3530

3535

3540

3545

3550

3555

3560

3565

3570

3575

3580

3585

3590

3595

3600

3605

3610

3615

3620

3625

3630

3635

3640

3645

3650

3655

3660

3665

3670

3675

3680

3685

3690

3695

3700

3705

3710

3715

3720

3725

3730

3735

3740

3745

3750

3755

3760

3765

3770

3775

3780

3785

3790

3795

3800

3805

3810

3815

3820

3825

3830

3835

3840

3845

3850

3855

3860

3865

3870

3875

3880

3885

3890

3895

3900

3905

3910

3915

3920

3925

3930

3935

3940

3945

3950

3955

3960

3965

3970

3975

3980

3985

3990

3995

4000

4005

4010

4015

4020

4025

4030

4035

4040

4045

4050

4055

4060

4065

4070

4075

4080

4085

4090

4095

4100

4105

4110

4115

4120

4125

4130

4135

4140

4145

4150

4155

4160

4165

4170

4175

4180

4185

4190

4195

4200

4205

4210

4215

4220

4225

4230

4235

4240

4245

4250

4255

4260

4265

4270

4275

4280

4285

4290

4295

4300

4305

4310

4315

4320

4325

4330

4335

4340

4345

4350

4355

4360

4365

4370

4375

4380

4385

4390

4395

4400

4405

4410

4415

4420

4425

4430

4435

4440

4445

4450

4455

4460

4465

4470

4475

4480

4485

4490

4495

4500

4505

4510

4515

4520

4525

4530

4535

4540

4545

4550

4555

4560

4565

4570

4575

4580

4585

4590

4595

4600

4605

4610

4615

4620

4625

4630

4635

4640

4645

4650

4655

4660

4665

4670

4675

4680

4685

4690

4695

4700

4705

4710

4715

4720

4725

4730

4735

4740

4745

4750

4755

4760

4765

4770

4775

4780

4785

4790

4795

4800

4805

4810

4815

4820

4825

4830

4835

4840

4845

4850

4855

4860

4865

4870

4875

4880

4885

4890

4895

4900

4905

4910

4915

4920

4925

4930

4935

4940

4945

4950

4955

4960

4965

4970

4975

4980

4985

4990

4995

5000

5005

5010

5015

5020

5025

5030

5035

5040

5045

5050

5055

5060

5065

5070

5075

5080

5085

5090

5095

5100

5105

5110

5115

5120

5125

5130

5135

5140

5145

5150

5155

5160

5165

5170

5175

5180

5185

5190

5195

5200

5205

5210

5215

5220

5225

5230

5235

5240

5245

5250

5255

5260

5265

5270

5275

5280

5285

5290

5295

5300

5305

5310

5315

5320

5325

5330

5335

5340

5345

5350

5355

5360

5365

5370

5375

5380

5385

5390

5395

5400

5405

5410

5415

5420

5425

5430

5435

5440

5445

5450

5455

5460

5465

5470

5475

5480

5485

5490

5495

5500

5505

5510

5515

5520

5525

5530

5535

5540

5545

5550

5555

5560

5565

5570

5575

5580

5585

5590

5595

5600

5605

5610

5615

5620

5625

5630

5635

5640

5645

5650

5655

5660

5665

5670

5675

5680

5685

5690

5695

5700

5705

5710

5715

5720

5725

5730

5735

5740

5745

5750

5755

5760

5765

5770

5775

5780

5785

5790

5795

5800

5805

5810

5815

5820

5825

5830

5835

5840

5845

5850

5855

5860

5865

5870

5875

5880

5885

5890

5895

5900

5905

5910

5915

5920

5925

5930

5935

5940

5945

5950

5955

5960

5965

5970

5975

5980

5985

5990

5995

6000

6005

6010

6015

6020

6025

6030

6035

6040

6045

6050

6055

6060

6065

6070

6075

6080

6085

6090

6095

6100

6105

6110

6115

6120

6125

6130

6135

6140

6145

6150

6155

6160

6165

6170

6175

6180

6185

6190

6195

6200

6205

6210

6215

6220

6225

6230

6235

6240

6245

6250

6255

6260

6265

6270

6275

6280

6285

6290

6295

6300

6305

6310

6315

6320

6325

6330

6335

6340

6345

6350

6355

6360

6365

6370

6375

6380

6385

6390

6395

6400

6405

6410

6415

6420

6425

6430

6435

6440

6445

6450

6455

6460

6465

6470

6475

6480

6485

6490

6495

6500

6505

6510

6515

6520

6525

6530

6535

6540

6545

6550

6555

6560

6565

6570

6575

6580

6585

6590

6595

6600

6605

6610

6615

6620

6625

6630

6635

6640

6645

6650

6655

6660

6665

6670

6675

6680

6685

6690

6695

6700

6705

6710

6715

6720

6725

6730

6735

6740

6745

6750

6755

6760

6765

6770

6775

6780

6785

6790

6795

6800

6805

6810

6815

6820

6825

6830

6835

6840

6845

6850

6855

6860

6865

6870

6875

6880

6885

WO 02/06061

PCT/FR00/016

53

20. Système selon l'une quelconque des revendications 13 à 19 : ledit système comprenant en outre : 1, 2, 3, 4, 5, 10 de 5 l'énergie calorifique d'appoint, lesdites sources pour refroidir, sans contribution additionnelle d'énergie, lesdites sources jusqu'à la contribution d'auto-réfrigération du disque de 10 échangeur, ledit premier refroidissement étant à la pression atmosphérique ; 21. Système selon la revendication 20 : ledit système étant tel que lesdites sources de réfrigération (6, 7, 8, 9, 10) de 15 l'énergie calorifique disponible dans lesdites sources comprennent : - des moyens de chauffage, notamment un échangeur (6) pour réchauffer et vaporiser l'eau au moyen desdites sources et pour produire de la vapeur d'eau sous pression, 15 - des moyens de détente, notamment une turbine (7), pour convertir l'énergie vapeur d'eau sous pression et produire de l'énergie électrique ou mécanique (10), 20 13 à 21 : lesdites sources pour refroidir lesdites sources à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique à une température telle que la vapeur de source passe directement de l'état vapeur à l'état solide via un processus d'unit- 25 sabilisation approprié et ont : - des moyens d'extraction, notamment des échangeurs (11, 21), pour extraire desdites sources l'eau sous forme liquide à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique, 25 étant tel que lesdites sources d'extraction pour extraire desdites sources tout ou partie de l'eau sous forme liquide à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique comprennent un échangeur à air ou à eau (12), 24. Système selon la revendication 23 : ledit système étant tel que lesdites sources d'extraction pour extraire 30 15 l'inségrité des quantités d'eau résiduelles dans lesdites

WO 02/06061

PCT/FR00/016

53

frases concernant un échangeur frigorifique (25) et/ou un déshydrateur (56).

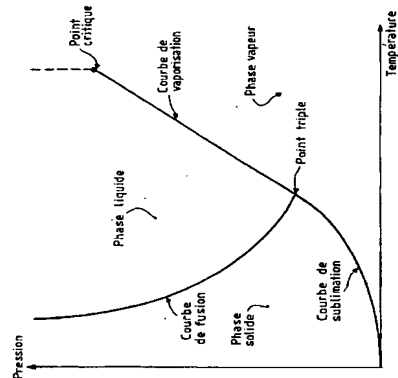
5

WO 02/06041

PCT/JP03/0016

1/3

FIG. 1



WO 02/06041

PCT/JP03/0016

2/3

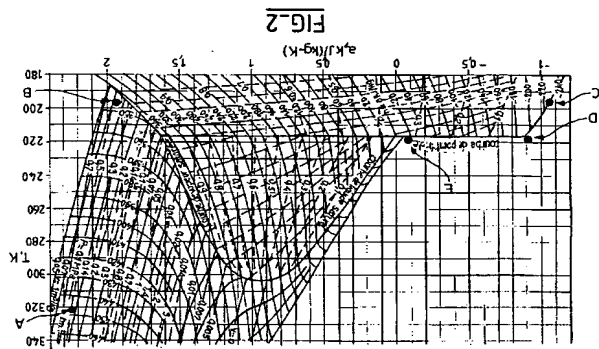


FIG. 2

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		IPC Class. Subclass. No.	
IPC Class. Subclass. No.		IPC Class. Subclass. No.	
A		1-24	
2 631247 1204 (1994-10-21)		Abstract	
2 631247 1204 (1994-10-21)		Abstract	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		IPC Class. Subclass. No.	
IPC Class. Subclass. No.		IPC Class. Subclass. No.	
A		1-24	
2 631247 1204 (1994-10-21)		Abstract	
2 631247 1204 (1994-10-21)		Abstract	

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE						Date de publication de la notice	
Demandeur et inventeur						Inventeur	
Demandeur et inventeur						Inventeur	
DE 2024000	A	31-01-1991	DE 2024000 A1	31-01-1991			
DE 443200	A	07-01-1996	DE 443200 A1	07-01-1996			
JP 54051007	A	17-05-1979	AUDON				
DE 19513053	A	02-10-1996	DE 19513053 A1	02-10-1996			

Page 1 de 1

フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

F02G 5/02

ゲームコード (参考)

F I

B 0 1 D 53/34

I 3 5 Z

Fターム(参考) 4D002 AA09 AC10 BA13 FA01

4D076 AA15 BD07

4C146 JA04 JB09 JC10 JC14 JC35 JC39 JD03 JD06

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.